

67040

KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA ANABİLİM DALI

SOĞUTMA AKIŞKANI OLARAK FARKLI ORANLARDA  
PROPAN-İZOBÜTAN KARIŞIMINI KULLANAN SOĞUTMA  
MAKİNALARI PERFORMANSININ HAL DENKLEMİ  
KULLANILARAK EKSERJİ YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez No: MAK. YL. 006

Tezi Hazırlayan  
Erol ARCAKLIOĞLU

Tez Yöneticisi  
Prof. Dr. Ali ERİŞEN

KIRIKKALE - 1997

Bu Çalışma, Jürimiz tarafından Makina Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

20...1.02/1997

Başkan : Prof. Dr. Vela Çelik *Velâ Çelik*  
Üye : Prof. Dr. Ali Erışen *Ali Erışen*  
Üye : Yrd. Doç. Dr. İbrahim Uzun *İbrahim Uzun*

ONAY

Yukarıdaki imzaların adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

20...1.02/1997

Fen Bil. Enst. Müdürü

*Ali Erışen*

Prof. Dr. Ali ERİŞEN

## İÇİNDEKİLER

### **KONULAR**

|                               |     |
|-------------------------------|-----|
| TEŞEKKÜR.....                 | iv  |
| ÖZET .....                    | v   |
| ABSTRACT.....                 | vi  |
| SEMBOLLER.....                | vii |
| <br>                          |     |
| 1. GİRİŞ.....                 | 1   |
| 2. EKSERJİ ANALİZİ .....      | 6   |
| 3. SIVI-BUHAR DENGESİ.....    | 21  |
| 4. SAYISAL HESAPLAMALAR ..... | 28  |
| 5. GENEL DEĞERLENDİRME .....  | 49  |
| 6. KAYNAKLAR.....             | 50  |

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın oluşmasında ve sonuçlanmasında yardımlarını gördüğüm ve her aşamasında değerli bilgi ve tecrübelerinden istifade ettiğim saygıdeğer hocam Prof.Dr.Ali ERİŞEN Bey'e, teknik imkanlar konusunda her türlü desteğini esirgemeyen Sayın Prof.Dr.Hira KARAGÜLLE Bey'e, tecrübeleriyle yardımcı olan Öğ.Gör.Sayın Ramazan YILMAZ Bey'e, bilgisayar programını hazırlayan Arş.Gör.Sayın Cemil TANIK Bey'e ve çalışmanın başından sonuna kadar maddi-manevi desteğini esirgemeyen eşime teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

17 / 01 / 1997

Erol ARCAKLIOĞLU

## ÖZET

Soğutma sistemleri termodinamik uygulamalarda önemli bir yere sahiptir. Sistem performansını artırmak amacıyla akışkan seçimine önem verilmiş ve bu amaçla soğutucu akışkanları farklı oranlarda karıştırma yoluna da gidilmiştir.

Yapılan çalışmalarda, çevrim esnasında sistem elemanlarının sebep olduğu tersinmezlik miktarı ve tesir katsayıları hesaplanmıştır. Bu hesaplamalara çevre, evaporatör ve kondenser sıcaklığı etki etmektedir. Soğutucu akışkan olarak akışkan karışımı kullanılıyorsa karışım oranı da etkin bir faktör olmaktadır.

Bu çalışmada, klasik bir soğutma sistemine ait performans değerlerinin termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu yardımıyla bulunması amaçlanmıştır. Soğutucu akışkan olarak, farklı oranlarda propan-izobütan karışımı kullanılmıştır. Entalpi ve entropi değerleri Redlich-Kwong hâl deklemanı ile elde edilmiştir.

Karışım oranı, evaporatör ve kondenser sıcaklığına bağlı olarak termodinamik değerler elde edilmiştir. Soğutma tesir katsayısı ve oransal verim değerleri de bulunmuş ve grafik olarak gösterilmiştir.

## ABSTRACT

Refrigeration systems have a great area of application in thermodynamics. In order to increase the system performance, special importance is given to the refrigerant selection and for this purpose refrigerants can also be mixed in different compositions.

In the studies of this type, generally, the amount of irreversibilities caused by the system components throughout the cycle and coefficient of performance of the system are calculated. Ambient, evaporator, and condenser temperatures also affect the results of these calculations. If a refrigerant mixture is used as refrigerant fluid, the mixing ratio is also an effective factor on the system performance.

In this study having the first and second law of thermodynamics, it is aimed to determine the performance values of a classic refrigeration system with propane-isobutane mixture of different compositions as refrigerant. The enthalpy and entropy values of each mixing are obtained by using Redlich-Kwong state equations, at different mixing ratios and different evaporator and condenser temperatures. The coefficient of performance and rational efficiency values are also obtained and graphically represented for each mixing.

## SEMBOLLER

|       |   |
|-------|---|
| $A$   | : Isı transfer alanı                    |
| $a_1$ | : Aktivite                              |
| $a$   | : Kritik değerlere bağlı akışkan sabiti |
| $b$   | : Kritik değerlere bağlı akışkan sabiti |
| $A^*$ | : Hâl denklemine ait parametre          |
| $B^*$ | : Hâl denklemine ait parametre          |
| $C_0$ | : Dünya yüzeyine göre hız               |
| $e$   | : Birim kütle başına ekserji            |
| $E$   | : Ekserji                               |
| $E^Q$ | : Isıl ekserji                          |
| $f$   | : Fugasite                              |
| $g_E$ | : Özgül yerçekimi kuvveti               |
| $h$   | : Entalpi                               |
| $K_1$ | : $y_1/x_1$ oranı                       |
| $I$   | : Tersinmezlik                          |
| $m$   | : Kütleli debi                          |
| $P$   | : Bası                                  |
| $q$   | : Kütle başına ısı transferi            |
| $R$   | : Molar gaz sabiti                      |
| $s$   | : Entropi                               |
| $s^0$ | : İdeal gaz hâli entropi                |
| STK   | : Soğutma tesir katsayısı               |
| $T$   | : Sıcaklık                              |
| $u^0$ | : İdeal gaz hâli iç enerji              |
| $u$   | : Hâl denkleme sabiti                   |
| $v$   | : Özgül hacim                           |

|               |  |
|---------------|--|
| $x$           | : Kalite                                   |
| $x_1$         | : Mol yüzdesi, sıvı bileşenin mol yüzdesi  |
| $y_1$         | : Mol yüzdesi, buhar bileşenin mol yüzdesi |
| $w$           | : Hâl denklemleri sabiti                   |
| $W_x$         | : Kompresör işi                            |
| $z$           | : Sıkıştırılabilirlik faktörü              |
| $z_1$         | : Karışımın genel mol yüzdesi              |
| $Z_0$         | : Deniz seviyesinden yükseklik             |
| $\gamma$      | : Aktivite katsayısı                       |
| $\tau$        | : Boyutsuz ekserjetik sıcaklık             |
| $\phi$        | : Fugasite katsayısı                       |
| $\varepsilon$ | : Özgül ekserji                            |
| $\beta$       | : Özgül ekserji fonksiyonu                 |
| $\pi$         | : Entropi üretimi                          |
| $\Psi$        | : Oransal verim                            |
| $\Delta$      | : Fark operatörü                           |

### ALT İNDİSLER

|   |                                       |
|---|---------------------------------------|
| 1 | : Kompresör giriş noktası, 1. akışkan |
| 2 | : Kondensör giriş noktası, 2. akışkan |
| 3 | : Kondensör çıkış noktası             |
| 4 | : Evaporatör giriş noktası            |
| i | : i. bileşen                          |
| j | : j. bileşen                          |
| A | : Isı transfer alanı                  |
| a | : Referans hâli                       |
| b | : Buhar                               |



|      |                               |
|------|-------------------------------|
| çık  | : Çıkış                       |
| e    | : Evaporatör                  |
| fiz  | : Fiziksel ekserji bileşeni   |
| fiz1 | : Fiziksel ekserji bileşeni   |
| gir  | : Giriş                       |
| gv   | : Genleşme valfi              |
| k    | : Kinetik ekserji bileşeni    |
| kim  | : Kimyasal ekserji bileşeni   |
| kr   | : Karışım                     |
| p    | : Potansiyel ekserji bileşeni |
| r    | : Isı kaynağı                 |
| s    | : Sıvı                        |
| 0    | : Çevre hâli                  |
| 00   | : Ölü hâl                     |

### ÜST İNDİSLER

|            |                   |
|------------|-------------------|
| b          | : Buhar           |
| s          | : Sıvı            |
| $\Delta T$ | : Isıl bileşen    |
| $\Delta P$ | : Basınç bileşeni |

## 1. GİRİŞ

Termodinamiğin birinci kanunu gereği enerji, yoktan var edilemez ve yok edilemez. Sadece bir şekilden başka bir şekle dönüştürülebilir. Yine bu kanun gereği, izole edilmiş bir sistemin içerdiği bütün enerjilerin toplamı zamanla değişmez. Bir sistemin herhangi bir çevrimi için, bu kanun 'Çevrim esnasındaki ısı alışverişi ile iş alışverişi birbirine eşittir.' şeklinde ifade edilebilir. Bu kanun, bir sistemin hâl değişiminin mümkün olup olmayacağı hakkında bir açıklama getirmez. Oysa ki deneyler, doğadaki hâl değişimlerinin ve dolayısıyla enerji dönüşümlerinin sadece belirli yönlerde gerçekleşebileceğini göstermektedir.

Termodinamiğin ikinci kanunu ise, ısı enerjisinin sadece belirli bir kısmının işe çevrilebileceğini; çevrenin iç enerjisinden faydalanılarak iş elde edilemeyeceğini belirterek enerji dönüşümlerini sınırlamakta ve bütün doğal olayların tersinmez olduğunu vurgulayarak enerjinin bir şekilden diğer bir şekle her dönüşümünde insanların faydalanabilecekleri kısmının azalacağını ve bu nedenle de sürekli olarak değer kaybedeceğini ifade etmektedir. Yine bu yasaya göre bir sistemden çıkan enerjinin iş potansiyeli sisteme giren enerjinin iş potansiyelinden daha küçüktür. Aradaki fark, sözkonusu sistemde gerçekleşen enerji dönüşümünde oluşan tersinmezliklere bağlıdır. Tersinmezliğe sebep olan faktörlerin en önemlileri; sürtünme, sonlu basınç farkında genişleme, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi, iki maddenin karışımı vs. dir. Tersinmezliğin neden olduğu iş kayıpları entropinin artmasına neden olur. İş potansiyeli tersinmezlikler kadar azalır ve aynı miktarda enerji kullanılamaz hale gelir. Tersinir süreçlerde entropi artımı olmayacağı için iş potansiyelindeki azalma çevreye yapılan işe eşit olur.

Verilmiş bir ortamda bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilir enerjiye kullanılabilir enerji veya ekserji adı verilir. Dönüştürülmesi imkansız olan enerji, anergi adını alır. Enerjinin kullanılabilir kısmından mümkün olduğu kadar çok

faaydalanabilmek için işlemlerdeki tersinmezliklerin giderilmesine çalışmak ve bunları tersinir işlemlere olabildiği kadar yaklaştırmak gerekir.

Herhangi bir işlemin birinci kanuna göre verimliliğini tayin etmek her zaman mümkün değildir. Çünkü iş ve ısı, enerji tekniği bakımından (diğer enerji türlerine dönüştürülebilme özelliği bakımından) aynı değerde değildir. Bununla beraber ikinci kanun analizi ile kullanılabilir enerji kavramından yararlanarak işlemin ne derecede iyi ve mükemmele yakın olduğu incelenebilir. Enerji, tersinmezliğin bir ölçüsüdür ve işlemlerdeki tersinmezlik arttıķa artar. Buna ikinci kanun verimi, tersinmezlik oranı veya ekserji verimi denir.

$$\varepsilon = 1 - \frac{\text{kayıp kullanılabilir enerji}}{\text{başlangıçta mevcut kullanılabilir enerji}}$$

Tersinin bir süreçte  $\varepsilon = 1$  dir.

İnsanların günlük yaşamlarında ısıtma ve soğutma amacı ile kullanılan cihazlara büyük ihtiyaç duyulur. Enerji faydalanılabilen kısmının sürekli azaldığı ve mevcut enerji kaynaklarının sınırlı olduğu düşünülünce bütün makinaların en verimli şekilde kullanılması fikri doğmuştur. Özelde soğutma makinalarının ekserji analizine büyük önem verilmiş ve bu amaçla yoğun çalışmalar yapılmıştır.

A. L. Gomez ve G. A. Mansoori [1] tarafından yapılan çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemi için akışkan çifti seçimi amacıyla bir metot geliştirilmiştir. Bu tür sistemlerde tek bir saf madde yerine iki bileşenli bir eriyik, örneğin amonyak ve su eriyiği kullanılır. Bundan dolayı uygun akışkan çifti seçimi önem taşımaktadır. Bu metodolojide soğutma tesir katsayısı için, alt ve st sınırlar tesbit edilmiştir. Redlich-Kwong hâl denklemi kullanılmak suretiyle beş farklı akışkan çifti için uygulama yapılmıştır. İlgili hâl denklemi, entropi ve entalpi değerlerinin hesaplanması için kullanılmıştır. Fakat akışkanlara ait ideal gaz hâli için entropi ve entalpi değerlerinin ve akışkan çiftine ait uyuramazlık katsayısı bilinmesi gereklidir. Bu değerler deneysel olarak bulunabilen değerlerdir.

N. Eğrican, A. Karakaş ve S. Uygur [2] tarafından yapılan çalışmada ise bir önceki makale referans gösterilerek entropi ve entalpi değerlerinin hesaplanması için Redlich-Kwong hâl denkleminde faydalanılmıştır. H<sub>2</sub>O-LiBr ve NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çiftleri kullanılarak güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ikinci kanun analizi yapılmıştır. Bu sistemde enerjinin esas kaynağı güneş toplayıcısıdır. Fakat güneş enerjisinin yeterli olmadığı durumlarda yardımcı kaynak kullanılması düşünülmüştür. Güneş enerjisinin yüksek verimlilik açısından çok faydalı olduğu, 0 °C üzerindeki sıcaklıklarda H<sub>2</sub>O-LiBr sisteminin diğerine göre daha verimli ve yüksek COP değerine ulaştığı tesbit edilmiştir.

K. Amrane ve R. Radermacher'nın [3] çalışması tek kademeli eriyik sirkülasyonlu buhar sıkıştırımlı ısı pompasının ikinci kanun analizine yöneliktir. Çevrimdeki farklı işlemlerle eşleşen tersinmezlikler belirlenmiş ve sonuçlar saf amonyakla çalışan klasik ısı pompası ile karşılaştırılmıştır. Absorpsiyonlu sistem olmasına rağmen akışkan kompresör ile sıkıştırılmaktadır. Tersinmezliğin en fazla kompresörde, en az ise ısı değiştiricisinde meydana geldiği ve bu sisteme önısıtıcı ve ilave desorber eklendiğinde tersinmezliğin dikkate değer miktarda azaldığı gözlenmiştir.

S. Aphornratana ve I. W. Eames'nın [4] hazırladığı makalede, H<sub>2</sub>O-LiBr akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutma çevriminin ikinci kanun analizinin net bir şekilde anlaşılması amaçlanmıştır. Bu akışkan çiftine ait entropi hesaplanması için basit bir metod gösterilmiştir. Sistem performansının belirlenmesinde akışkan çiftine ait dolaşım oranının önemli rol oynadığı ve yüksek dolaşım oranında absorber ve generatörde iç tersinmezliklerin arttığı gözlenmiştir. Ayrıca buharlaştırıcıda, ısı iletimi ile eşleşen tersinmezliğin sistem performansı üzerinde önemli etkisi olduğu tesbit edilmiştir.

S. K. Chaturverdi, T. O. Mohieldin ve D. T. Chen'in [5] çalışmasında ise, güneş toplayıcısını buharlaştırıcı kabul eden ısı pompası sistemine ikinci kanun analizi uygulanmıştır. Isıtma tesir katsayısı, ekserji ve toplayıcı verimi gibi bağıntılar türetilmiş ve bu bağıntılar gerçek çalışma şartlarında sistem performansını belirlemek için kullanılmıştır. Sistemdeki tersinmezliklerin kaynağı ve bunların sistem performansı üzerine etkileri incelendiğinde kompresörün, depolama tankındaki karışımın ve genişleme valfinin, sistem tersinmezliğine büyük etkileri olduğu tesbit edilmiştir.

M. Barolo, A. Bertucco ve G. Scalabrin [6] tarafından hazırlanan makale diğerlerinden farklıdır. Şöyle ki; burada düşük ve biraz yüksek basınçlarda soğutucu akışkan karışımlarının termodinamik davranışını tahmine yönelik bir yöntem geliştirilmiştir. Karışım kurallarını belirlemek için, değiştirilmiş Redlich-Kwong hâl denklemi ve UNIFAC yöntemi (karışımın sıvı-buhar dengesini belirleme yöntemlerinden birisi) kullanılmıştır. Termodinamik davranıştan amaç, akışkan karışımının sıvı-buhar dengesinin belirlenmesidir. CFC, HCFC, HFC ve FC alt gruplarını içeren karışımlara uygulanan bu çalışmada, deneysel verileri tahminde yeterli hassasiyetin yakalandığı gözlenmiştir. Bazı karışımlara ait sıcaklık ve basınç eğileri verilmiştir.

R.N.Richardson ve J.S.Butterworth'un [7] makalesinde ise buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde propan-izobütan karışımının soğutma tesir katsayısı, üç ayrı karışım oranında hesaplanmış ve bu oranlarda buharlaşma sıcaklığına karşı gelen basınç değerleri grafik olarak gösterilmiştir. Ayrıca performans değerlerinin saf R-12 gazı ile karşılaştırılması yapılmıştır. Hidrokarbonların yanıcılık özelliği olmasına rağmen güvenli bir şekilde bu tür sistemlerde kullanılabileceği farklı referanslarla da gösterilmiştir.

Bu çalışmada da karışımlara ait sıvı-buhar dengesini Redlich-Kwong hâl denklemini kullanarak bulan bir algoritma kullanılarak, doymuş buhar ve doymuş sıvı eğrilerini çizmek için gerekli karışım basıncı ve bu basınca karşı

gelen sıcaklık değerleri hesaplandı. Doymuş sıvı eğrilerinin bir önceki makalede [7] elde edilen eğrilere çok yakın olduğu tespit edildi. Aynı hâl deklemini kullanılarak entropi ve entalpi değerleri bulundu.

2.Bölümde ekserji analizine yönelik genel bir açıklama yapıldı; tanımı, bileşenleri ve denge denklemi verildi; tersinirlik kavramı açıklandı. Ayrıca soğutma sistemine ait T-s diyagramı çizilerek soğutma tesir katsayısı ve ekserji eşitlikleri gösterildi. Bu bilgiler [8], [9], [10], [11] ve [12] nolu kaynaklardan derlendi.

3.Bölümde ise yoğuşma ve buharlaşma esnasında bir akışkan karışımına ait davranışlar anlatıldı. Sabit basınçta sıcaklık-konsantrasyon eğrisi çizildi. Bu eğrinin çizimi için gerekli olan karışım sıcaklığı ve basıncını bulan bir algoritma gösterildi. Karışıma ait 'Sıvı-buhar dengesi' anlatıldı; eşitlikleri verildi. Bu bilgiler [13], [14], [15] ve [16] nolu kaynaklardan derlendi.

2. ve 3.Bölümde anlatılan bilgiler kullanılarak, Propan-İzobütan karışımını soğutucu akışkan olarak kullanan klasik bir soğutma makinası çevriminin performans değerleri (soğutma tesir katsayısı ve oransal verim) hesaplandı. Parametre olarak, karışım oranı, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığı dikkate alındı. Ortam sıcaklığı 25 °C olarak kabul edildi. Hesaplama sonuçları, grafik olarak gösterildi ve bunlara dayalı değerlendirmeler çalışmanın sonunda verildi.

## 2-EKSERJİ ANALİZİ

Termodinamiğin ikinci kanunu farklı enerji formları arasında enerji dönüşüm sınırlarını belirler. Enerji kalitesi bu dönüşüme sebep olma kapasitesi ile eşleşir. Isıl işlemlerin performansı incelenirken enerji kalitesi dikkate alınmazsa yanlış sonuçlara ulaşılabilir. Bu nedenle standart bir enerji kalitesinin belirlenmesi gerekir.

Enerji çeşitlerini iki gruba ayırmak mümkündür;

- 1- Kinetik ve potansiyel enerji gibi başka enerji çeşitlerine tamamen dönüşebilen enerjiler,
- 2- Çevre enerjisi gibi başka enerji çeşitlerine dönüşemeyenler.

Maddenin tersinir adyabatik eğri boyunca sabit kalan özelliğine entropi denir. Değişik enerji şekilleri arasında olabilecek dönüşümleri, ısı transferlerinin hangi yönlerde olacağı ve herhangi bir işlemin veya kimyasal reaksiyonun gerçekleşip gerçekleşmeyeceğini belirlemek için entropinin artımı şartları kullanılabilir.

### 2.1. Ekserji

Enerji kalitesinin ısı işlemlerin analizinde dikkate alınması gerektiği belirtilmişti. Bu sebeple, bir sistemin başlangıç ve son hallerindeki iş potansiyelini gözönüne alan bir standart, enerji kalitesi açısından bir fikir verir. Ekserji olarak isimlendirilecek böyle bir standart, çevre şartları referans olarak alınan bir enerji dönüşüm işleminde elde edilebilecek maximum iş olarak tanımlanır. Yani bir başka enerji türüne tamamen dönüşebilen enerjiye ekserji denir. Enerjinin işe dönüşmeyen kısmı kayıp iş olarak adlandırılır. Enerji olarak da bilinen bu kavram başka bir enerji türüne dönüşemez. Dolayısıyla bütün enerji türleri için

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Enerji}$$

eşitliği yazılabilir.

Kinetik enerji, potansiyel enerji, mekanik iş ve elektrik enerjisi tamamen ekserjiden ibarettir. Buna karşılık akışkanın çevre durumundaki iç enerjisi, çevrenin iç enerjisi veya ısısı tamamen enerjiden ibarettir. Sıcaklığı çevre sıcaklığından farklı olan ısının veya iç enerjinin başka enerjiye dönüşebilen kısmı ekserji geri kalanı ise enerjidir.

Ekserji, tersinir işlemlerde tamamen başka enerjiye dönüşen miktar iken tersinmez işlemlerde ekserjinin bir miktarı ısıya dönüşür. Dolayısıyla tersinmez işlemlerde ekserjinin bir miktarı enerjiye dönüşür. Fakat enerjiyi ekserjiye dönüştürmek imkansızdır.

Enerji dengesinde kontrol bölgesini geçen enerji transferinin üç tipi vardır. Bunlar iş, ısı ve kütle transferi ile eşleşen enerji transferidir. Ekserji dengesinde ise enerji dengesinde enerji transferine karşı gelen ekserji transferi tanımlaması yapılacaktır. Yani iş, ısı ve kütle transferi ile eşleşen ekserji transferi gibi.

Ekserji metodunda kullanılan çevre kavramı, mükemmel bir termodinamik dengenin mevcut olduğu ortam için kullanılır. Çevre iş yapma potansiyeline sahip değildir. Fakat çevrenin dışında kalan herhangi bir ortam çevreye göre iş yapma potansiyelindedir. Bu özelliği ile çevre, iş potansiyelini ölçmek için bir referans olarak kullanılır. Çevre olarak atmosfer, denizler, okyanuslar ve yer kabuğu düşünülebilir. Çevre, kendi dışındaki sistemlerle ısı, mekanik ve kimyasal etkileşime maruz kalır ve sıcaklık, basınç ve kimyasal potansiyel için sıfır referans seviyelerini belirler.

Diğer taraftan ekserji metodunda kullanılmak üzere sınırlı ve sınırsız denge kavramından bahsedilir. Sınırlı denge sistem ve çevre arasındaki mekanik ve ısı denge şartlarında oluşur. Bu denge şartlarında sistem ve çevresi arasında kimyasal denge yoktur, fakat basınç ve sıcaklık eşittir. Sınırsız denge ise, sistem ve çevresi arasında mekanik, ısı ve kimyasal denge şartlarında oluşur.



Ayrıca basınç ve sıcaklığa ek olarak kimyasal potansiyellerinde de eşitlik vardır.

## 2.2. Tersinirlik ve Tersinmezlik

Bu kavramlar termodinamikte ve özellikle ekserji metodunda önem taşımaktadır. Tersinir bir işlemi tam olarak gerçekleştirmek mümkün değildir. Fakat bu metodla, ideale yakınlığı belirlemek ve matematiksel olarak bir sistemi tanımlamak kolay olduğundan faydalı bir kavramdır. Tersinmez işleme, kaçınılmaz olarak, kainatta bir entropi artışı eşlik eder. Bu durum enerjinin daha düzenli yapıdan büyük mertebede bir düzensizliğe doğru değişim gösterdiğini açıklar.

Tersinmez işlemlerde iki grup olayla karşılaşılır. Birincisi işin sistemin iç enerjisine direk dönüşümüdür. Bu kayıp, katı veya akışkan sürtünmesi, mekanik veya elektrik histerizis gibi işlemlerde ortaya çıkar. Diğer grup anlık dengesiz işlemlerden kaynaklanır. Böyle bir işlemde bir sistem kontrolsüz bir tarzda dengesiz bir halden dengeli hale hareket eder. Bu gruptaki tipik olaylar anlık kimyasal reaksiyonlar, serbest difüzyon, kontrolsüz genişleme ve sıcaklık eşitlenmesidir. Tersinmez işlemler bu iki gruba ait olayların karışımından meydana gelir.

Böylece bir işlemin tersinirlik şartı şu iki madde ile verilebilir:

- 1- Sistem bir dizi dengeli hallerden geçerse yani işlem sanki-statik olarak gerçekleşirse,
- 2- Sistem kayıp işlemlerle sonuçlanacak olaylardan temizlenirse.

## 2.3. İş ve Isı Transferi ile Eşleşen Ekserji

Enerjinin belirli bir formunun iş değerinin ölçüsü ekserji olarak tanımlandığı için işin ekserjiye eşit olduğu söylenebilir. Böylece ekserji hem büyüklük hem de yön olarak iş transferi ile eşleşir. İş için kullanılan aynı  $W$  sembolü ekserji için

de kullanılır. Benzer tarzda  $W_x$  ile gösterilen iş transfer hızı ekserji transfer hızı için de kullanılacaktır.

Bir kontrol yüzeyinden gerçekleşen ısı transferinin ekserjisi, ısı transferinden elde edilebilen maximum iş miktarı kadardır. Bu transferde çevre sıfır dereceli ısı enerji deposu olarak kabul edilir. Isı transferinin kontrol yüzeyinde  $T_r$  sıcaklığında ve  $Q_r$  ısı transfer hızı için, ısı enerjiden maximum dönüşüm hızı,

$$W_{\max} = E^Q = Q_r \tau \quad (2.1)$$

eşitliği ile verilir. Eşitlikte yer alan  $\tau$ , boyutsuz ekserjetik sıcaklıktır ve,

$$\tau = 1 - \frac{T_0}{T_r} \quad (2.2)$$

eşitliği ile verilir. Bu değer aynı zamanda,  $T_0$  sıcaklığındaki çevre ile  $T_r$  sıcaklığındaki ısı kaynağı arasında çalışan Carnot ısı makinasına ait verimdir. Isı transferi hızı ile eşleşen ekserji, ısı ekserji akışı olarak bilinir ve eşitlikte görüldüğü gibi  $E^Q$  ile gösterilir.  $E^Q$ 'nin işareti  $Q_r$  ile aynıdır.  $T_r > T_0$  için,  $\tau > 0$  olur ve kontrol bölgesinin ekserji kazanımı anlamını taşır.

Isı transferinin kontrol yüzeyinde değişik sıcaklık noktalarında gerçekleşmesi durumunda,  $Q_A$  ile gösterilen birim alan başına düşen ısı transfer hızı biliniyorsa, A ısı geçiş alanı olmak üzere ısı ekserji akışı,

$$E^Q = \int_A \left( \frac{T - T_0}{T} \right) Q_A dA \quad (2.3)$$

eşitliği ile hesaplanır. Fakat işlemleri kolaylaştırmak için sıcaklık dağılımının düzgün olduğu kontrol yüzeyi seçilir. Kontrol yüzeyinin yeri ise dikkatli seçilmelidir. Çünkü bu durum genelde ısı ekserji akışına etki edecektir.

#### 2.4. Madde Akışı ile Eşleşen Ekserji ve Terimleri

Kararlı bir madde akışının ekserjisi, akış başlangıç halinden ölü hale geldiğinde elde edilebilecek maximum iş miktarıdır. Bu tarifte akışın sadece çevreyle etkileşime girdiği kabul edilir. Buradan da anlaşılacağı gibi madde akışının ekserjisini, akış hali ve çevre hali belirler. Enerjide olduğu gibi madde akışı ekserjisi de E ile gösterilir. Ekserji, bu durumda kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal ekserjilerin toplamına eşittir.

Madde akışının kinetik ve potansiyel enerjisi, enerjinin düzenli formları olduğu için tamamıyla işe çevrilebilir. Çevreye ait referanslar kullanılarak kinetik ve potansiyel ekserji bileşenleri,

$$E_k = m \frac{C_0^2}{2} \quad (2.4)$$

$$E_p = m g_E Z_0 \quad (2.5)$$

eşitlikleriyle verilir. Eşitliklerdeki  $C_0$ , dünya yüzeyine göre hızı;  $Z_0$ , deniz seviyesine göre yüksekliği ve  $g_E$ , özgül yerçekimi kuvvetini gösterir. C ve Z için çevresel referans hallerinin kullanımı, sadece çevreyle akımın direk etkileşimde olduğu yerde önemlidir. Eğer sistem referans eksen takımı olarak kabul edilirse bu değerler değişecektir.

#### 2.4.1. Fiziksel Ekserji

Düzensiz enerji formlarından ekserjinin türetilmesinde ilk unsur fiziksel ekserjidir. Madde akışı, çevreyle sadece ısı etkileşimde olan fiziksel işlemlerle, başlangıç halinden  $P_0$  ve  $T_0$  olarak belirlenen çevre haline getirildiğinde elde edilebilen maximum iş miktarı fiziksel ekserji olarak tanımlanır.

İç tersinmezlikleri dışlayabilmek üzere, madde akışının tersinir işlemlere maruz kaldığı bir kontrol hacminde, giriş halinin  $P_1$  basıncı ve  $T_1$  sıcaklığı; çıkış halinin ise çevre haline karşı gelen  $P_0$  basıncı ve  $T_0$  sıcaklığı olması durumunda, birim kütle başına transfer edilen ısı miktarı,

$$(q_0)_{ter} = T_0(s_0 - s_1) \quad (2.6)$$

eşitliği ile hesaplanır. Kontrol bölgesinde kararlı akış için enerji denklemi de,

$$(q_0)_{ter} - (W_s)_{ter} = h_0 - h_1 \quad (2.7)$$

eşitliği ile verilir. Kontrol hacminden çıkan tersinir iş, akışın özgül fiziksel ekserjisine eşittir ve yukarıdaki eşitlikler kullanılarak şöyle hesaplanır:

$$\varepsilon_{fiz1} = (W_s)_{ter} = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (2.8)$$

Eşitlikte yer alan  $(\beta = h - T_0 s)$  terimlerine özgül ekserji fonksiyonu adı verilir ve bu fonksiyon, çevre halindeki maddenin Gibbs fonksiyonu ile aynıdır. Başlangıç hali '1', çıkış hali '0' indisi ile gösterilirse, özgül ekserji farkı cinsinden fiziksel ekserji,

$$\varepsilon_{fiz1} = \beta_1 - \beta_0 \quad (2.9)$$

eşitliği ile bulunur. Özgül ekserji fonksiyonu, çevre halindeki maddenin Gibbs fonksiyonu ile aynıdır.

Fiziksel işlemlerin analizinde, genellikle olayın iki ayrı hâli için fiziksel ekserji farkı hesaplanır.

$$\varepsilon_{fiz1} - \varepsilon_{fiz2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (2.10)$$

eşitliğiyle verilen bu ifadeye dikkat edilirse, çevre parametrelerinden sadece  $T_0$  değerinin etki ettiği görülür.

Madde akışının fiziksel ekserjisi, ısı ve basınç bileşeninden oluşur. Sıcaklık bileşeni, ısı ekserji ile benzer özelliklere sahiptir ve aşağıda verilen eşitlik ile gösterilir:

$$\varepsilon_1^{\Delta T} = \left[ - \int_{T_1}^{T_0} \frac{T - T_0}{T} dh \right]_{P_1} \quad (2.11)$$

Basınç bileşeni ise basınç farkından doğar ve,

$$\varepsilon_1^{\Delta P} = T_0(s_0 - s_1) - (h_0 - h_1) \quad (2.12)$$

eşitliği ile hesaplanır.  $T_0(s_0 - s_1)$  terimi, tersinir ısı geçişini;  $(h_0 - h_1)$  terimi ise akışkanın ideal olmayan davranışından doğan enerji kaybını gösterir.

Sıcaklık bileşeni  $(dh / T) = (dq / T) = ds$  kullanılarak integre edilir ve basınç bileşeni ile toplanırsa (2.10) nolu eşitlik elde edilir.

#### 2.4.2. Kimyasal Ekserji

Madde akışı, çevre ile sadece madde alışverişi yapılan ve ısı transferine maruz kalan işlemlerle çevre halinden ölü hale getirildiğinde elde edilebilecek maximum iş miktarı 'kimyasal ekserji' olarak tanımlanır. Fiziksel ekserjiyi belirlerken akımın son hali çevre hali iken kimyasal ekserjide çevre hali başlangıç hali olarak alınmaktadır.

Bir başka ifade ile kimyasal ekserji, maddenin hali çevre haline tekabül ettiği zamanki madde akışının ekserjisidir. Tersinmezlik kavramından hareketle de kimyasal ekserji, çevre haline geçmek için gerekli minimum iş miktarıdır diye tanımlanır.

Madde akışının ekserjisini, kendisinin ve çevrenin kimyasal potansiyelleri arasındaki farkla tesbit etmek için akımın kimyasal elementlerinin özellikleri çevredeki bu elementlere uygun maddelerin seçimi ile belirlenir. Bu referans maddeleri çevre ile tamamiyle dengede olmalıdır. Standart referans maddeleri tablolar halinde verilmektedir.

Kimyasal ekserjinin ilk tanımında verilen maximum iş miktarı, işlemin tamamiyle tersinir olması durumunda elde edilebilir. Bu işlemde başlangıç hali,  $P_0$  ve  $T_0$  ile

belirlenen çevre halidir. Son hal ise  $P_{00}$  ve  $T_0$  ile belirlenen ölü haldir.  $P_{00}$ , kısmi basıncı gösterir. Dikkat edilirse işlemin başlangıç ve bitiş hali için  $T_0$  sıcaklığı geçerlidir. Yani maximum iş, tersinir izotermal işlemle gerçekleşmektedir. Böylece mol başına kimyasal ekserji,

$$\bar{\epsilon}_{kim} = \bar{R} T_0 \ln \frac{P_0}{P_{00}} \quad (2.13)$$

eşitliği ile verilir.

Kimyasal ekserji, çevrenin referansı ile ilgili olduğu için bu referans kimyasal reaksiyonu hesaplamak için esas teşkil eder. Aşağıdaki hallerde kimyasal ekserji dikkate alınmaz:

- 1- İşlem kimyasal reaksiyonu içermiyorsa,
- 2- Kontrol yüzeyini geçen akımın kimyasal özelliği değişmiyorsa,
- 3- Çevre ile madde alışverişi bulunmuyorsa ve
- 4- Giren ve çıkan akımların ekserjisi ekserji dengesine katılmıyorsa.

Bu şartlar altında ekserjinin değeri relatif değerler olarak tablolarda verilir. Bu değerler,

$$\epsilon = h - T_0 s - \beta_a \quad (2.14)$$

eşitliği ile verilir. Bu eşitlikte yer alan  $\beta_a$  nın hesabı,  $h_a$  ve  $s_a$  özellikleriyle belirlenen a referansına göre

$$\beta_a = h_a - T_0 s_a \quad (2.15)$$

eşitliği ile yapılacaktır.

## 2.5. Kontrol Bölgesi Analizi

### 2.5.1. Ekserji Dengesi

Ekserji dengesi, enerjinin azalma kanunu diye ifade edilir. Kontrol bölgesine veya kontrol bölgesinden ekserji akışı, maddenin girişi, çıkışı , ısı transferi ve iş transferi ile eşleşir. Ekserji transferinin bu farklı bileşenleri genel olarak pozitif veya negatif işarete sahip olabilir.

Kontrol bölgesine ekserji akışı, kontrol bögesinden olan ekserji akışından daima büyüktür. İkisi arasındaki farklılık, ekserji kaybının hızını verir ve tersinmezlik hızı olarak bilinir. Bu durum bütün gerçek işlemlere uygulanabilir. Tersinir bir işlemde ekserjinin giriş ve çıkış değerleri eşittir. Bundan dolayı tersinmezlik hızı sıfırdır.

Ekserji dengesi,

$$E_{gır} + E^Q = E_{çık} + W_x + I \quad (2.16)$$

eşitliği ile verilir. Bu eşitlikte yer alan ifadeler,

$$E_{gır} = \sum_{gır} m \varepsilon \quad (2.17)$$

$$E_{çık} = \sum_{çık} m \varepsilon \quad (2.18)$$

$$E^Q = \sum_r \left[ Q_r \frac{T_r - T_0}{T_r} \right] \quad (2.19)$$

$$\varepsilon = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) + \varepsilon_0 + \frac{C_0^2}{2} + g_E Z_0 \quad (2.20)$$

eşitlikleriyle verilir. Daha önce de belirtildiği gibi  $C_0$  ve  $Z_0$  çevresel referans seviyesine göre değerlendirilir.  $\varepsilon_0$  ayrıca hesaplanabilir veya standart kimyasal ekserji tablolarından elde edilebilir. Kontrol bölgesi ve çevre arasında madde alışverişinin olmadığı fiziksel işlem durumlarında kimyasal ekserji ve  $(h_0 - T_0 s_0)$  terimi ekserji dengesinde ihmal edilecektir.

### 2.5.2. Gouy-Stodola Bağıntısı

Açık sistem için tersinmezlik hızının en genel şekli,

$$I = T_0 \dot{\Pi} \quad (2.21)$$

eşitliği ile verilir. Bu eşitlik, çevre sıcaklığı ve işleme katılan bütün sistemler için entropi üretim hızının sonucunu verir. Bu eşitlikteki  $\dot{\Pi}$ , şöyle hesaplanır:

$$\dot{\Pi} = \sum_{\text{çık}} \dot{m}_c s_c - \sum_{\text{gır}} \dot{m}_g s_g - \sum_r \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \quad (2.22)$$

Sağdaki ilk iki terim kontrol bölgesine giren ve çıkan madde akışı ile eşleşen entropi akısını verir. Son terim ise, ısı entropi akılarının toplamını verir. (2.16) ve (2.22) nolu eşitlikler birbirleriyle bağlantılıdır. Her ikisi de kontrol bölgesi için tersinmezlik hızını hesaplamada kullanılabilir.

### 2.5.3. Tersinmezlik Hızı ve Kontrol Yüzeyi

Ekserji metodunun bir özel faydası da işlem tersinmezliklerinin nümerik değerlerinin hesaplanabilmesidir. Gouy-Stodola bağıntısında görüldüğü gibi kontrol bölgesindeki tersinmezlik hızı, çevre sıcaklığı ve entropi üretim hızı kullanılarak bulunur. Entropi üretimi, fiziksel yüzeylerde meydana geldiği için fiziksel yüzeyin sınırları kontrol yüzeyi ile açıkça belirlenmelidir. Bu durum bazen mevcut çevredeki iç ve dış tersinmezlikleri ayırmak için kullanılır. Örneğin içten yanmalı motorda oluşan iç tersinmezlikler kontrolsüz yanma, tersinmez karışım ve sürtünme gibi olaylardan dolayı motor içinde meydana gelir. Dış tersinmezlikler ise motor dışındaki mevcut çevrede meydana gelir ve ısı enerjisinin azalması, eksoz gazlarının kinetik enerjisinin bitmesi ve atmosferik hava ile eksoz gazlarının karışımından dolayı oluşan tersinmezliklerle eşleşir.



Tesislerde ve bileşenlerinde tersinmezlik hızı ile kayıplar tesbit edilir, karşılaştırılır ve en büyük kaybın olduğu yer belirlenir.

## 2.6. Oransal Verim

Isıl tesislerin performansını değerlendirmek amacıyla genelde iki tip kriter tanımlanır. Bunların birincisi enerji dönüşüm oranları, yani ayrıntılı ısı verim ve performans katsayılarıdır. Bu kriter, ısı tesislerinin bütününün performansını hesaplamak için kullanılır. Diğer kriter ise tesis bileşenlerine uygulanan gerçek ve ideal sonuçları veren oranlardır. İzentropik verimler, ısı oran ve mekanik verim örnek olarak verilebilir. Bu kriterlerin hesaplanmasında, enerjinin bütün formları eşit olarak alınır. Yani ikinci kanun kullanılmaz.

Isıl tesislerin ekserji analizinde enerji kalitesi inceleneceği için performans katsayıları yerine ekserjiye dayalı bir verim tanımlaması yapılır.

Kararlı şartlarda bir işleme maruz kalan bir sistem için işlem tamamen kayıplı olmadığı sürece ekserji transferleri, işlemin girdi ve çıktısını gösterecek gruplara ayrılabilir. Ekserji girdi ve çıktıları farklı formlar alabilirler. Bunlara iş veya ısı transferi ile eşleşen ekserji, kontrol bölgesi içinde veya dışında madde akışı ile eşleşen ekserji transferi örnek olarak gösterilebilir. Ekserji girişi veya çıkışı olmayan ekserji dengesinde ekserji transfer terimleri bulunmaz.

Bir kontrol hacminde tüm tersinmezlikleri içine alacak şekilde, giren ve çıkan ekserji değerleri toplamı dikkate alınarak ekserji dengesi,

$$\sum \Delta \dot{E}_{gır} = \sum \Delta \dot{E}_{çık} + \dot{I} \quad (2.23)$$

eşitliği ile verilir. Eşitlikteki ekserji terimleri iş, ısı veya madde akışına karşı gelen ekserji miktarları olabildiği gibi bir sistem için net ekserji değişim miktarını

da gösterebilir. İkinci kanun gereği birim zamandaki tersinmezlik değişimi pozitif olacağı için,

$$\frac{\sum \Delta \dot{E}_{\text{çık}}}{\sum \Delta \dot{E}_{\text{gir}}} \leq 1 \quad (2.24)$$

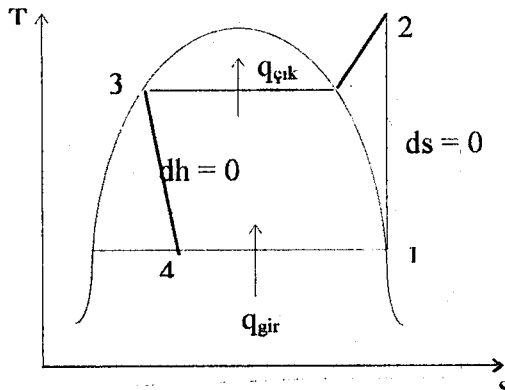
bağıntısı elde edilir. Böylece bir kontrol hacminden çıkan ekserjinin giren ekserjiye oranı 1'den küçüktür. Bu değer tersinirlik durumunda '1' olacaktır. Ekserjiye bağlı olarak bulunan bu değer 'Oransal Verim' olarak adlandırılır[11]

$$\psi = \frac{\sum \Delta \dot{E}_{\text{çık}}}{\sum \Delta \dot{E}_{\text{gir}}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum \Delta \dot{E}_{\text{gir}}} \quad (2.25)$$

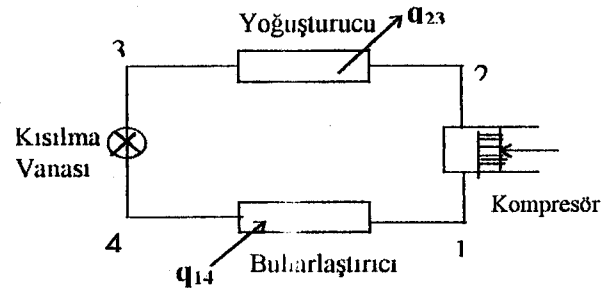
eşitliklerinde görüldüğü gibi  $\psi$  ile gösterilir.

## 2.7. Soğutma Makinalarında Ekserji Alışverişi

Soğutma makinası çevriminin verimi, çevrimden iş elde edilmediği; aksine çevrimi gerçekleştirmek için iş sarfedildiğinden, ısı makinalarında kullanılan tarife benzer bir ifade ile yapılamaz. Ancak harcanan enerjinin, ideal bir soğutma makinasında harcanan enerji ile mukayesesi yapılarak, tesisin ideal makinaya göre performans iyiliği tesbit edilebilir. Performansı belirlemek amacıyla soğutma makinasında, soğutma tesir katsayısı; ısı pompasında ise ısıtma tesir katsayıları tanımlanır. Şekil 'de şematik olarak bir soğutma makinası elemanları ve bu çevrime ait T-s diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 2.1. İdeal bir soğutma makinası çevrimi



Şekilde verilen numaralar itibariyle,

1-2: İzentropik sıkıştırmayı,

2-3: Sabit basınçta yoğuşmayı,

3-4: İzentalpik genişlemeyi,

4-1: Sabit basınçta buharlaşmayı göstermektedir.

Çevrime giren ve çıkan ısı miktarları, izentropik sıkıştırma için gerekli iş miktarı ve çevrimin soğutma tesir katsayısı sırasıyla,

$$q_{g\text{ir}} = q_{41} = h_1 - h_4 \quad (2.29)$$

$$q_{\text{çık}} = q_{32} = h_2 - h_3 \quad (2.30)$$

$$W_{12} = h_2 - h_1 \quad (2.31)$$

$$\beta = \frac{q_{g\text{ir}}}{W_{12}} \quad (2.32)$$

eşitlikleriyle bulunur.

Soğutma olayındaki ekserji akışını üç ortamda düşünerek açıklığa kavuşturabiliriz:

1- Buharlaştırıcıda, soğutulan ortamdan çekilen ısı debisi: Bunun ekserji ve enerjisi, bilinen kurallarla kolayca hesaplanır. Çünkü buharlaşma sıcaklığı sabittir. Akışkan ekserjisindeki değişme,

$$\Delta e_{41} = e_1 - e_4 = h_1 - h_4 - T_0 (s_1 - s_4) \quad (2.33)$$

bağıntısı ve akışkan kütle debisi ile,

$$\Delta \dot{E}_b = \dot{m} [h_1 - h_4 - T_0 (s_1 - s_4)] < 0 \quad (2.34)$$

bağıntısı geçerlidir. İfadenin negatif çıkması, buharlaşma sıcaklığının çevre sıcaklığından küçük olması sebebiyledir. Çevre sıcaklığından daha düşük sıcaklıklardaki akışkanların ekserjisi, çevre sıcaklığında bütün akışkanların ekserjilerininin sıfır olması nedeniyle negatif işaretlidir. Çevre sıcaklığından

düşük sıcaklıkta ortam elde etmek için ekserji harcaması gereklidir. Burada dikkat edilecek en önemli husus, negatif ekserji ile ekserji değişimindeki negatifliğin çok farklı anlamlar taşıdığıdır. Negatif ekserjiyi elde edebilmek için bir ekserji sarfiyatı gerektiği unutulmamalıdır.

2- Kompresörde yapılan sıkıştırma esnasında enerji dönüşümü: Basit ve tersinir soğutma makinası çevriminde, kompresör çıkışında akışkan sıcaklığı çevre sıcaklığına eşit kabul edilir. Kompresörde sarfedilen sıkıştırma işi, izentropik sıkıştırma ve  $T_0$  sıcaklığı sebebiyle minimum işe eşittir. Tersinmez çevrimde ise kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı, çevre sıcaklığından büyük olması halinde gereken sıkıştırma işi daha büyük olacaktır. Tersinmez çevrimde kompresör çıkışındaki akışkanın ekserjisi,

$$\dot{E}_2 = \dot{m} [ h_2 - h_0 - T_0 (s_2 - s_0) ] \quad (2.35)$$

ve akışkan ekserjisindeki değişme,

$$\dot{E} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (2.36)$$

eşitlikleriyle hesaplanır.

3- Yoğuşturucudan çevreye veya soğutma suyuna giden ısı debisi: Buharlaştırıcıdaki formüllerin benzeri geçerlidir. Fakat akışkan sıcaklığı, çevre sıcaklığından yüksektir.

Genleşme valfine girişte akışkanın ekserjisi,

$$\dot{E}_3 = \dot{m} [ h_3 - h_0 - T_0 (s_3 - s_0) ] \quad (2.37)$$

eşitliği ile hesaplanır. İzentalpik genleşme ile akışkan ekserjisindeki değişme ise,

$$\Delta \dot{E}_{gv} = \dot{m} [ -T_0 (s_4 - s_3) ] \quad (2.38)$$

eşitliği ile verilir.

Soğutma makinasının tamamı düşünüldüğünde, sistem sınırını geçen madde akışı olmayacaktır. Bu tip sistemler için, madde akışı ile eşleşen ekserji terimleri sıfırdır. Böylece ekserji dengesi, oransal verim ve tersinmezlik hızı,

$$\dot{E}^Q = \dot{W}_x + \dot{I} \quad (2.39)$$

$$\psi = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{W}_x} \quad (2.40)$$

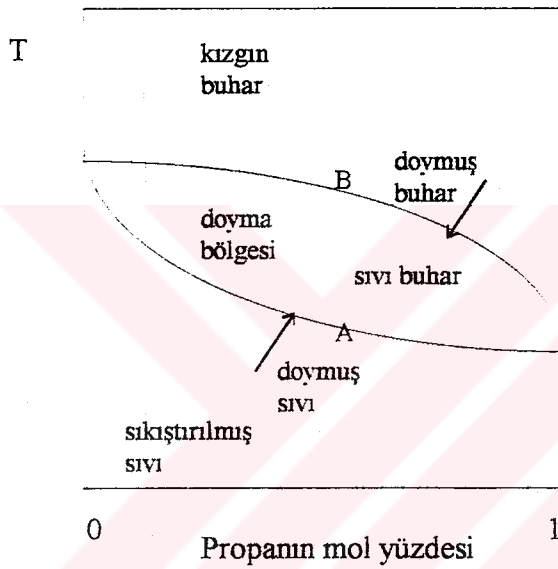
$$\dot{I} = -T_0 \sum_r \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \quad (2.41)$$

eşitlikleriyle verilir.

### 3- SIVI-BUHAR DENGESİ

#### 3.1. İkili Karışımın Yoğuşması ve Buharlaşması

Tek soğutucu akışkan, doymuş sıvı ve doymuş buhar arasında sabit basınçta yoğuştuğu veya buharlaştığı zaman sıcaklık sabit kalır. Fakat ikili karışımda sabit basınçta bile sıcaklık giderek değişir.



Şekil 3.1. Sabit basınçta ikili bir karışımın sıcaklık-konsantrasyon diyagramı

Yukardaki diyagramda üç ayrı bölge görülmektedir. En üst bölgede buhar bulunmaktadır. Buhar sıcaklığı, sabit bir konsantrasyonda düşürülürse doymuş buhar çizgisine ulaşılır (mesela B noktasına). Bu noktada buhar yoğuşmaya başlar. İki eğri arasındaki bölge, sıvı ve buharın dengede olduğu doyma bölgesidir. En alt bölge ise sıkıştırılmış sıvı bölgesidir. Bu bölgede, sıvının sıcaklığı sabit bir konsantrasyonda artırılırsa doymuş sıvı çizgisine ulaşılır (mesela A noktasına). Bu noktada sıvı buharlaşmaya başlar.

#### 3.2. Sıvı-Buhar Dengesi Hesabı

Bazı termodinamik uygulamalarda gazların veya sıvıların çok bileşenli karışımlarına ait özellikler, sıcaklığa ve basınca bağlı olduğu kadar karışım oranına da bağlıdır.

Karışımlarla ilgili bazı problemlerin çözümünde saf maddelerin 'fugasite' adı ile anılan özeliğinin kullanılması büyük önem taşır. Fugasite, basınç boyutunda olan bir büyüklüktür ve basınç yerine fugasite kullanıldığı zaman ideal gazlar için yazılmış bulunan eşitlikler gerçek gazlar için de kullanılabilir. Karışımdaki her bir  $i$  bileşenin termodinamik olarak denge şartı

$$f_i^b = f_i^s \quad (3.1)$$

ile verilir. Burada  $f$ , fugasite;  $b$ , buhar;  $s$  ise sıvıdır. Esas problem, karışım bileşimi ile fugasite arasında bağıntı kurmaktır. Bir karışımda bileşenin fugasitesi sıcaklığına, basıncına ve karışımın oranına bağlıdır. Buhar fazı için bileşim  $y$  mol yüzdesi ile ifade edilir. Sıcaklık, basınç ve mol yüzdesi ile fugasite arasında bağıntı kurmak için

$$\phi_i = \frac{f_i^b}{y_i P} \quad (3.2)$$

eşitliği ile verilen fugasite katsayısını bilmek gerekir. Bu katsayı sıcaklığa, basınca ve çok bileşenli karışımın buhar fazındaki bütün mol yüzdelere bağlıdır.  $i$  bileşenin sıvı fazındaki fugasitesi  $\gamma_i$  aktivite katsayısı sebebi ile o fazdaki karışım oranıyla ilgilidir.  $a_i$   $i$  bileşenin aktivitesini göstermek üzere

$$\gamma_i = \frac{a_i}{x_i} \quad (3.3)$$

şeklinde gösterilir. Basıncın  $\gamma_i$  ye etkisi çok yüksek değerlerinde daima azdır.

Belirli sıcaklık ve basınçta saf bir sıvının fugasitesini hesaplamak için buhar basıncı ve sıvı yoğunluğunun bilinmesi gerekir. Ayrıca hal denklemine ihtiyaç vardır. Saf  $i$  sıvısının  $T$  sıcaklığı ve  $P$  basıncında fugasitesi,

$$f_i^s(T, P, x_i=1) = P_{vp,i}(T) \phi_i^s(T) \exp \int_{P_{vp,i}}^P \frac{V_i^s(T, P)}{RT} dP \quad (3.4)$$

eşitliği ile verilir.

(3.2), (3.3) ve (3.4) nolu denklemlerden hareketle, sıvı-buhar dengesini veren esas ifade,

$$y_i P = \gamma_i x_i P_{vp,i} \kappa_i \quad (3.5)$$

eşitliğidir.  $\kappa_i$  düzeltme katsayısı olup, düşük basınçlarda 1'e çok yakındır. Biraz yüksek basınçlarda ise 1 alınması çok yanlış sonuçlar getirmemektedir. Bu katsayıyı 1 aldığımızda, aktivite katsayısını da 1 alırsak bu ifade Rault kanunu haline dönüşür. Rault kanunu uygun bir referans olması açısından kolaylık sağlar.

Fugasite katsayısının hesabı hal denklemleri kullanılmak suretiyle de yapılabilir.

$$K_i = \frac{y_i}{x_i} \quad (3.6)$$

ile gösterilen bir katsayı 3.2 eşitliği kullanılarak,

$$K_i = \frac{y_i}{x_i} = \frac{\phi_i^b}{\phi_i^s} \quad (3.7)$$

şeklinde de yazılabilir.  $z_i$ , genel mol yüzdesi olmak üzere,

$$z_i = x_i x + y_i (1-x) \quad (3.8)$$

$$x_i = \frac{z_i}{K_i + x(1-K_i)} \quad (3.9)$$



olarak yazılabilir.

En iyi bilinen hâl denklemleri, Redlich-Kwong, Soave, van der Waals ve Peng-Robinson denklemleridir. Bunların tamamı kübik hâl denklemleri olarak da bilinir.

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2 + ubv + wb^2} \quad (3.10)$$

eşitliği kübik hâl denklemleri için geçerlidir. Bu eşitlikteki 'u', 'w' değerleri ile 'a' ve 'b' bağıntıları ilgili hâl denklemine göre değişmektedir. u=1 ve w=0 alınırsa Redlich-Kwong hal denklemi elde edilmiş olur.

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b)} \quad (3.11)$$

Hâl denklemleri saf akışkanlar için kullanıldığı gibi karışımlar için de kullanılmaktadır. Redlich-Kwong hâl denklemi bir başka şekilde ise şöyle yazılabilir,

$$z^3 - z^2 + (A^* - B^* - B^{*2})z - A^* B^* = 0 \quad (3.12)$$

Bu eşitlikte yeralan z,  $z=Pv/RT$  olarak da tanımlanan sıkıştırılabilirlik faktörü olarak ifade edilir. Diğer terimler aşağıdaki gibidir:

$$A^* = \frac{a_{kr} P}{R^2 T^2} \quad (3.13)$$

$$B^* = \frac{b_{kr} P}{RT} \quad (3.14)$$

$$a_1 = 0.42748 \frac{R^2 T_C^{5/2}}{P_C T^{1/2}} \quad (3.15)$$

$$b_1 = 0.08664 \frac{RT_C}{P_C} \quad (3.16)$$

$$a_{kr} = a_1 x_1^2 + 2x_1 x_2 (a_1 a_2)^{1/2} + a_2 x_2^2 \quad (3.17)$$

$$b_{kr} = b_1 x_1 + b_2 x_2 \quad (3.18)$$

İlgili hal denkleminde türetilmek suretiyle fugasite katsayısı şu şekilde hesaplanır:

$$\ln \phi_i = \frac{b_i}{b_{kr}} (z-1) - \ln(z - B^*) + \frac{A^*}{B^*} \left( \frac{b_i}{b_{kr}} - \delta_i \right) \ln \frac{2z + 2B^*}{2z} \quad (3.19)$$

Bu eşitlikteki  $\frac{b_i}{b_{kr}}$  ve  $\delta_i$  terimleri,

$$\frac{b_i}{b_{kr}} = \frac{T_{ci} / P_{ci}}{\sum_j \frac{y_j T_{cj}}{P_{cj}}} \quad (3.20)$$

$$\delta_i = 2 \left( \frac{a_i}{a_{kr}} \right)^{1/2} \quad (3.21)$$

eşitlikleriyle hesaplanır.

Redlich-Kwong hal denklemini kullanılmak suretiyle sıcaklık ve basıncı bilinen belirli bir orandaki karışımın herbir bileşeninin sıvı ve buhar fazındaki bileşimleri ve kalite değerini aşağıda belirtilen aşamalarla bulunabilir:

- 1- Hal denkleminde kullanılmak üzere herbir bileşenin kritik değerleri tablolardan bulunur.
- 2- Başlangıç olarak  $x = 0.5$  ve  $x_i = y_i = z_i$  kabul edilir.
- 3- (3.12) nolu denklem çözülerek en küçük kök,  $z^s$ ; en büyük kök ise  $z^b$  olarak kabul edilir. Herbir bileşenin sıvı ve buhar yüzdeleri kullanılmak suretiyle karışan sayısı kadar  $z^s$  ve  $z^b$  bulunacaktır.
- 4- (3.19) nolu denklem kullanılarak fugasite katsayıları bulunur. Bu denklemde  $z$  yerine, sıvı fugasite bulunurken  $z^s$ ; diğeri içinse  $z^b$  konulur.
- 5- (3.7) nolu denklemle  $K_i$  değeri bulunur.

6- (3.9) ve (3.10) nolu denklemlerle  $x_i$  ve  $y_i$  değerleri bulunur. Bu değerlerin

$$\sum_i (x_i - y_i) = 0 \quad (3.22)$$

eşitliğini sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir.

7- Eğer (3.22) eşitliği sağlanmıyorsa yeni bir  $x$  tanımlaması yapılır. Bu değer,

$$x_{\text{yeni}} = x - \frac{\sum_i ([z_i (K_i - 1)] / [K_i + (1 - K_i)x])}{\sum_i ([z_i (K_i - 1)^2] / [K_i + (1 - K_i)x]^2)} \quad (3.23)$$

eşitliği ile hesaplanır.

8- 2.aşamaya geri dönülür. Bu durum, (3.22) eşitliği sağlanana kadar tekrar edilir.

### 3.3. Karışıma Ait Termodinamik Değerlerinin Hesaplanması

Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar, sistemin önemli bir unsurudur. Tek bileşenli bir akışkanın kullanıldığı soğutma sisteminde, akışkana ait termodinamik değerler biliniyorsa, sistemin tesir katsayıları ve ekserji değerleri hesaplanabilir.

Soğutucu akışkan olarak ikili bir karışımın kullanıldığı durumda, bu değerler ya deneyle, ya hâl denklemleri ile ya da kullanılan karışıma ait özel formüllerle bulunur. Deney yapmak teknik teçizat gerektirdiği için zordur. Özel formüller geliştirmek çok uzun ve zor bir çalışmayı gerektirmektedir. Hâl denklemlerinin kullanılması ise bir miktar hata payına sebep olmaktadır. Fakat yeni çalışmalarla bu hatalar minimuma indirilmeğe çalışmıştır. Bu çalışmada 3.11 eşitliği ile verilen Redlich-Kwong hâl denklemi kullanılmıştır.

Karışıma ait özgül hacim değerleri şöyle hesaplanır: 3.2 nolu bölümünün son kısmında verilen algoritmanın ilk üç aşaması ile sıvı hâli için  $z_s$ ; buhar hâli için  $z_b$  değerleri bulunur. Daha sonra

$$v_s = \frac{z_s R T}{P} \quad (3.24)$$

$$v_b = \frac{z_b R T}{P} \quad (3.25)$$

eşitlikleriyle, sıvı ve buhar hâli için özgül hacim değerleri bulunur.

Entropi ve entalpi değerleri, Redlich-Kwong hâl denkleminde türetilerek

$$h = x_1 u_1^0 + x_2 u_2^0 + P v + \frac{3 a_{kr}}{2 b_{kr} T^{1/2}} \ln \frac{v}{v + b_{kr}} \quad (3.26)$$

$$s = x_1 s_1^0 + x_2 s_2^0 + R \ln \frac{v - b_{kr}}{R T x_2} + \frac{a_{kr}}{2 b_{kr} T^{3/2}} \ln \frac{v}{v + b_{kr}} + R x_1 \ln \frac{x_2}{x_1} \quad (3.27)$$

eşitlikleriyle hesaplanır. Bu eşitlikteki  $u^0$  ve  $s^0$  değerleri, ideal gaz hâli entropi ve iç enerji değerlerini gösterir.  $x$ 'ler sıvı yüzdesini,  $v$  değeri ise sıvı özgül hacmini karşılar.  $a_{kr}$  ve  $b_{kr}$  değerleri hesaplanırken de 3.17 ve 3.18 eşitlikleri kullanılır. Aynı eşitliklerde buhar özgül hacmi ve yüzdeleri kullanılarak buhar hâli entalpi ve entropi değerleri hesaplanır.

Doyma bölgesinde entalpi ve entropi değerleri şöyle hesaplanır: Sıvı-buhar dengesi hesabından sıvı ve buhar yüzdeleri ve kalite değeri bulunur. Bu hesapta son adımdaki  $z_s$  ve  $z_b$  değerleri ile  $v_s$  ve  $v_b$  değerleri elde edilir. Entalpi ve entropinin sıvı ve buhar değerleri,

$$h = h_s^* x + h_b^* (1-x) \quad (3.28)$$

$$s = s_s^* x + s_b^* (1-x) \quad (3.29)$$

eşitliklerinde kullanılarak doyma bölgesi değerleri bulunur.

## 4. SAYISAL HESAPLAMALAR

Ozon tüketimi işleminde kloroflorokarbonların katkısının fazla olduğu bilinmektedir. Hidrokarbonlar, klor ihtiva etmedikleri için bu tüketime sebep olamamakta ve ucuz olması, kolay bulunabilmesi ve çevresel kabuller açısından daha uygun olma gibi imkanlar vermektedir. Yanıcılık tehlikesi sistemdeki kaçakların önlenmesi ile azaltılabilir. Soğutucu akışkan olarak saf hidrokarbonlar kullandığı gibi çeşitli oranlarda karışımları da kullanılabilir.

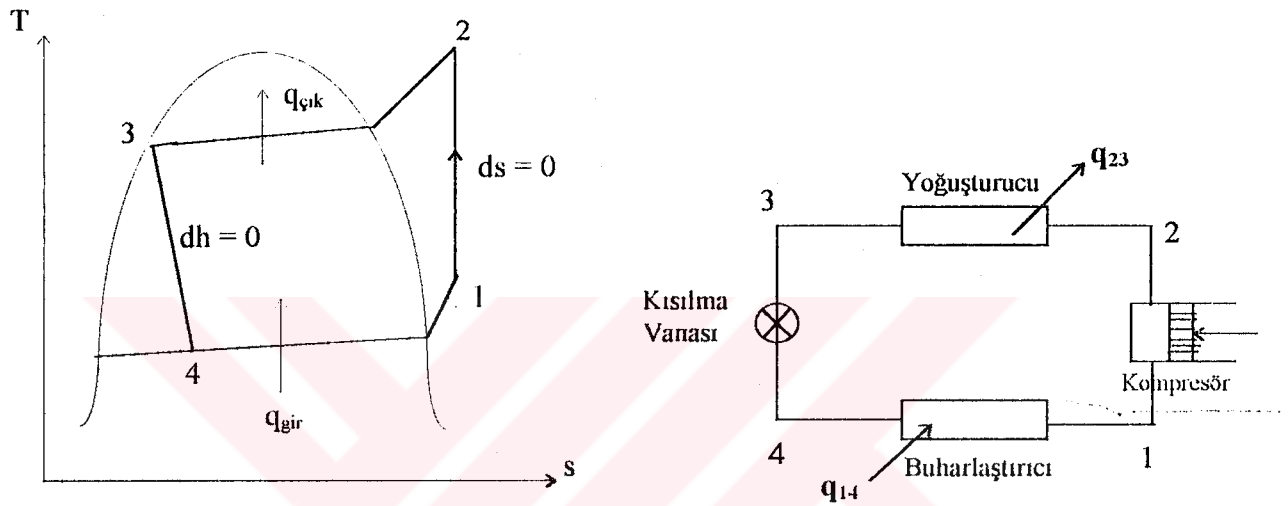
Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak kullanılan Propan-İzobütan karışımı için propan yüzdesinin 5, 10, 20, 30, 43, 48, 56, 70, 80, 90 ve 95 değerleri alınmak suretiyle ve herbir karışım yüzdesinde  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  evaporatör sıcaklıklarına karşı  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  kondenser sıcaklıkları için soğutma tesir katsayısı ve oransal verim değerlerinin değişimleri sırasıyla Tablo 4-1, Tablo 4-2, Tablo 4-3, Tablo 4-4 ve Tablo 4-5'de gösterildi.

### 4.1. Basınç-Bileşim Diyagramı

Termodinamik değerleri hesaplamak için kullanılan hâl denkleminde karışıma ait sıcaklık ve basınç değerlerinin de bilinmesi gereklidir. Bu değerler 3.2 nolu bölümde anlatılan algoritma Reduce programında gerçekleştirilerek hesaplandı. Bu hesaplama yukarıda belirtilen karışım yüzdeleri ve sıcaklıkların tamamı için yapıldı. Sıcaklık değeri sabit tutularak, 'x' değerini 1 yapan basınç değeri tesbit edildi. Daha sonraki aşamada ise basınç değeri sabit tutularak 'x' değeri sıfıra ulaşana kadar sıcaklık değeri artırıldı. x'nin 1 olduğu değerler, doymuş sıvı eğrisini; sıfır olduğu değerler ise doymuş buhar eğrisini verecektir. Basıncın sabit tutulduğu eğriye sıcaklık-konsantrasyon eğrisi denir. Benzer bir işlem de sıcaklık sabit tutulup basınç değeri değiştirilerek elde edilir. Bu eğriye ise basınç-konsantrasyon eğrisi denir. Bu

eğrinin tamamı genel olarak 3.1 nolu bölümde gösterildi. Sabit  $0^{\circ}\text{C}$  için basınç-konsantrasyon eğrisi Şekil 4.31 de gösterildi.

#### 4.2. Sistemde Yapılan Kabuller



Şekil 4.2.1. Soğutma Makinası Çevrimi

Soğutucu akışkan olarak akışkan karışımının kullanıldığı sistemlerde yoğuşma ve buharlaşma esnasında sabit basınçta sıcaklığın değiştiği belirtilmiştir. Bu durum üstteki T-s diyagramında görülmektedir. Bu işlemlerde borularda oluşacak basınç kaybı ihmal edildi. Propan yüzdesinin 80, 90 ve 95 değerleri haricinde diğer karışımlarda  $1^{\circ}\text{C}$  ile  $6^{\circ}\text{C}$  arasında kızdırma ısı verildi. Kızdırma ısı verilmediği durumda ise şekildeki 1 noktası doymuş buhar çizgisi üzerinde olacaktır.

Kompresörde izentropik sıkıştırma olduğu ve kondenser çıkışındaki genişlemenin ise izentalpik gerçekleştiği kabul edildi. Çevre sıcaklığının ise sabit  $25^{\circ}\text{C}$  olduğu dikkate alındı. 3 noktasının doymuş sıvı çizgisi üzerinde olduğu düşünüldü.

### 4.3. Termodinamik Hesaplamalar

Soğutma tesir katsayısı ve oransal verim değerlerinin hesaplanabilmesi için entalpi ve entropi değerlerine ihtiyaç vardır. Bu değerler Redlich-Kwong hâl denklemini kullanılmak suretiyle hesaplandı. Entalpi hesabı için 3.26 denklemini, entropi içinse 3.27 denklemini kullanıldı. Doyma bölgesi ve kızgın buhar bölgesi değerleri için bu eşitlikleri kullanıldı.

Kızgın buhar bölgesi olan 1 noktası hesabı: Sabit basınçtaki kızdırma ısısına karşı gelen sıcaklıkta  $z_v$  değeri, 3.2 nolu bölümde verilen algoritmanın ilk üç aşaması ile elde edildi. Bu değerden faydalanarak 3.25 eşitliği ile özgül hacim değeri bulundu. Akışkanlara ait kritik değerler ve karışım yüzdesi ile birlikte 3.17, 3.18 eşitlikleriyle verilen  $a_k$  ve  $b_k$  değerleri hesaplandı. İdeal gaz hâli entropi ve iç enerji değerleri ilgili sıcaklıklar için tablolardan bulundu. Böylece entalpi ve entropi hesabı için bütün bilinmeyenler tesbit edildi.

1 noktası için yapılan hesaplamalar aynı şekilde 2 noktası için de geçerlidir. Tek fark sabit basınç olarak kondenser basıncının alınmasıdır.

Doymuş sıvı çizgisi üzerindeki 3 noktasının hesabı: Bu noktaya ait hesaplama 1 noktası hesabına benzemektedir. Şöyle ki; Kızdırma ısısına karşı gelen aşırı soğutma yoktur;  $z$  değeri sıvı hâli için aynı yöntemle hesaplanır ve sıvı özgül hacmi 3.24 eşitliği ile bulunur.

Sıkıştırma sonu entalpi değerleri şöyle bulunur: izentropik sıkıştırma kabulü ile entropi değerleri bilindiği için ilgili yoğuşma basıncında bu entropi değerine karşı gelen entalpi değeri enterpolasyonla elde edilir. Kısılma valfi çıkışındaki entropi değerleri de benzer tarzda, adyabatik genişleme kabulü ile entalpi değerleri bilindiği için, ilgili buharlaşma sıcaklığında bu entalpi değerlerine karşı gelen entropi değerleri enterpolasyonla bulunur.

#### 4.4. Oransal Verim ve STK'nın Hesabı

Termodinamik değerler kullanılarak 2.32 eşitliği ile soğutma tesir katsayısı, 2.40 eşitliği ile de oransal verim değerleri bulundu. Bu hesaplamalar 4.Bölüme girişte belirtilen bütün karışım oranları, kondenser ve evaporatör sıcaklıkları için yapıldı ve bu değerler kondenser sıcaklıklarına göre tablolarda gösterildi.

#### 4.5. Sonuçlar

Yoğuşturucu sıcaklığı sabit tutularak karışım yüzdesine karşı STK (soğutma tesir katsayısı)'ların değişimi 5 farklı buharlaşma sıcaklığında grafik olarak gösterildi. Bütün kondenser sıcaklıkları için, 20°C evaporatör sıcaklığı hariç diğer evaporatör sıcaklıklarında STK'nın değişimi karışım yüzdesine bağlı olarak bariz bir değişiklik göstermemektedir. ( Şekil 4.1,4.2,4.3,4.4,4.5 )

Bütün kondenser sıcaklıklarında en yüksek STK'lar 20°C evaporatör sıcaklığında elde edilmektedir. Evaporatör sıcaklığı düştükçe STK'lar da düşmektedir. Bu durum bütün karışım oranları için geçerlidir. Şekil 4.1,4.2,4.3,4.4 ve 4.5'den rahatlıkla görüldüğü gibi, evaporatör sıcaklıkları arasındaki STK farkı sıcaklık arttıkça artmaktadır. Maksimum STK değerleri her bir evaporatör sıcaklığı için farklı karışım yüzdelerinde elde edilmektedir. Genel itibari ile maksimum STK değeri 30°C kondenser ve 20 °C evaporatör sıcaklığında ve %90-10'luk karışımda elde edilmektedir ve bu değer 23.36 dır.

Sabit kondenser sıcaklığı için STK'larda evaporatör sıcaklığına göre kesin bir sıralama vardır. Fakat bu sıralama oransal verim içi geçerli olmamaktadır. STK'larda maksimum değere 20 °C evaporatör sıcaklığında ulaşılırken, oransal verimde bu sıcaklıkta minimum değer elde edilebilmektedir. ( Şekil 4.6)

30, 35 ve 40 °C kondenser sıcaklıklarında maksimum oransal verime genelde 0°C evaporatör sıcaklığında ulaşılmaktadır. Bu genelliği %90 ve %95'lik



karışımlar bozmaktadır ( Şekil 4.6,4.7,4.8). İkinci sırada ise ağırlıklı olarak  $-10^{\circ}\text{C}$  evaporatör sıcaklığı yer almaktadır.  $30$  ve  $35^{\circ}\text{C}$  kondenser sıcaklıklarında minimum oransal verim son üç karışım hariç  $20^{\circ}\text{C}$  evaporatör sıcaklığında elde edilmektedir ( Şekil 4.6,4.7 ).  $40^{\circ}\text{C}$  kondenser sıcaklığında minimum oransal verime propan yüzdesinin  $10$ ,  $20$  ve  $30$  değerleri için  $20^{\circ}\text{C}$  evaporatör sıcaklığında, diğer karışımlarda ise  $-20^{\circ}\text{C}$  evaporatör sıcaklığında ulaşılmaktadır.

$50^{\circ}\text{C}$  kondenser sıcaklığında minimum oransal verim tamamen  $-20^{\circ}\text{C}$  evaporatör sıcaklığında elde edilmektedir. Maksimum değer ise karışım oranına bağlı olarak  $0$ ,  $10$  ve  $20^{\circ}\text{C}$  evaporatör sıcaklıklarında elde edilmektedir (Şekil 4.9).

$60^{\circ}\text{C}$  kondenser sıcaklığı için maksimum ve minimum değerlerin sıralanması genelde soğutma tesir katsayısınıninkine benzemektedir.

Sabit evaporatör sıcaklığı için oransal verimin değişimi genelde kondenser sıcaklığı ile doğru orantılı gerçekleşmektedir.

Tablo 4.1. 30 °C'lik kondenser sıcaklığı için propan yüzdesi ve evaporatör sıcaklığının değişmesiyle Soğutma Tesir Katsayısı ve Oransal Verim değerlerinin değişimi

| Propan Yüzdesi | Soğutma Tesir Katsayısı   |        |        |           |        |        | Oransal Verim             |        |        |               |    |  |
|----------------|---------------------------|--------|--------|-----------|--------|--------|---------------------------|--------|--------|---------------|----|--|
|                | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |        | Katsayısı |        |        | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |        | Oransal Verim |    |  |
|                | -20                       | -10    | 0      | 10        | 20     | 20     | -20                       | -10    | 0      | 10            | 20 |  |
| 5              | 4.0783                    | 5.5767 | 7.9471 | 12.069    | 22.885 | 0.8055 | 0.8477                    | 0.8728 | 0.8525 | 0.7806        |    |  |
| 10             | 4.0992                    | 5.59   | 7.9162 | 11.8867   | 22.089 | 0.8096 | 0.8497                    | 0.8694 | 0.8396 | 0.7535        |    |  |
| 20             | 4.1074                    | 5.5624 | 7.7839 | 11.476    | 21.683 | 0.8113 | 0.8455                    | 0.8549 | 0.8106 | 0.7397        |    |  |
| 30             | 4.0982                    | 5.5269 | 7.6854 | 11.2292   | 21.957 | 0.8094 | 0.8401                    | 0.8441 | 0.7932 | 0.749         |    |  |
| 43             | 4.0109                    | 5.4073 | 7.5258 | 10.903    | 21.089 | 0.7922 | 0.8219                    | 0.8266 | 0.7701 | 0.7195        |    |  |
| 48             | 4.0147                    | 5.4739 | 7.5849 | 11.067    | 22.202 | 0.7929 | 0.8321                    | 0.833  | 0.7817 | 0.7574        |    |  |
| 56             | 4.0024                    | 5.389  | 7.501  | 10.942    | 22.008 | 0.7905 | 0.8192                    | 0.8238 | 0.7729 | 0.7508        |    |  |
| 70             | 3.951                     | 5.3774 | 7.5943 | 11.385    | 22.365 | 0.7804 | 0.8174                    | 0.8341 | 0.8041 | 0.7629        |    |  |
| 80             | 3.9214                    | 5.3465 | 7.6009 | 11.592    | 22.938 | 0.7745 | 0.8127                    | 0.8348 | 0.8189 | 0.7825        |    |  |
| 90             | 3.7645                    | 5.1968 | 7.5093 | 11.727    | 23.361 | 0.7435 | 0.7999                    | 0.8247 | 0.8283 | 0.7969        |    |  |
| 95             | 3.766                     | 5.2037 | 7.5359 | 11.842    | 23.158 | 0.7438 | 0.791                     | 0.8277 | 0.8364 | 0.7899        |    |  |

Tablo 4.2. 35 °C'lik kondenser sıcaklığı için propan yüzdesi ve evaporatör sıcaklığının değişmesiyle Soğutma Tesir Katsayısı ve Oransal Verim değerlerinin değişimi

| Propan Yüzdesi | Soğutma Tesir Katsayısı   |        |                           |        | Oransal Verim             |        |                           |        |        |        |
|----------------|---------------------------|--------|---------------------------|--------|---------------------------|--------|---------------------------|--------|--------|--------|
|                | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |        |        |
|                | -20                       | -10    | 0                         | 10     | 20                        | -20    | -10                       | 0      | 10     | 20     |
| 5              | 3.4476                    | 4.6065 | 6.2993                    | 8.9312 | 14.397                    | 0.749  | 0.7877                    | 0.8072 | 0.7886 | 0.7367 |
| 10             | 3.525                     | 4.6273 | 6.2972                    | 8.8577 | 14.136                    | 0.7659 | 0.7913                    | 0.8069 | 0.7821 | 0.7233 |
| 20             | 3.4991                    | 4.6245 | 6.2359                    | 8.6624 | 14.079                    | 0.7602 | 0.7908                    | 0.799  | 0.7648 | 0.7204 |
| 30             | 3.499                     | 4.6091 | 6.1857                    | 8.5405 | 14.273                    | 0.7602 | 0.7882                    | 0.7926 | 0.7541 | 0.7303 |
| 43             | 3.4576                    | 4.5639 | 6.1498                    | 8.4738 | 14.267                    | 0.7512 | 0.7804                    | 0.788  | 0.7482 | 0.73   |
| 48             | 3.4327                    | 4.5672 | 6.1104                    | 8.4292 | 14.351                    | 0.7458 | 0.781                     | 0.783  | 0.7442 | 0.7343 |
| 56             | 3.4212                    | 4.501  | 6.0471                    | 8.342  | 14.238                    | 0.7433 | 0.7697                    | 0.7748 | 0.7365 | 0.7285 |
| 70             | 3.3697                    | 4.475  | 6.0838                    | 8.5639 | 14.262                    | 0.7321 | 0.7652                    | 0.7795 | 0.7561 | 0.7298 |
| 80             | 3.3094                    | 4.4163 | 6.0545                    | 8.6505 | 14.446                    | 0.719  | 0.7552                    | 0.7758 | 0.7638 | 0.7392 |
| 90             | 3.2388                    | 4.3411 | 5.9913                    | 8.6556 | 14.303                    | 0.7037 | 0.7424                    | 0.7677 | 0.7642 | 0.7318 |
| 95             | 3.2012                    | 4.3046 | 5.9672                    | 8.6793 | 14.175                    | 0.6955 | 0.7361                    | 0.7646 | 0.7663 | 0.7253 |

Tablo 4.3. 40 °C'lik kondenser sıcaklığı için propan yüzdesi ve evaporatör sıcaklığının değişmesiyle Soğutma Tesir Katsayısı ve Oransal Verim değerlerinin değişimi

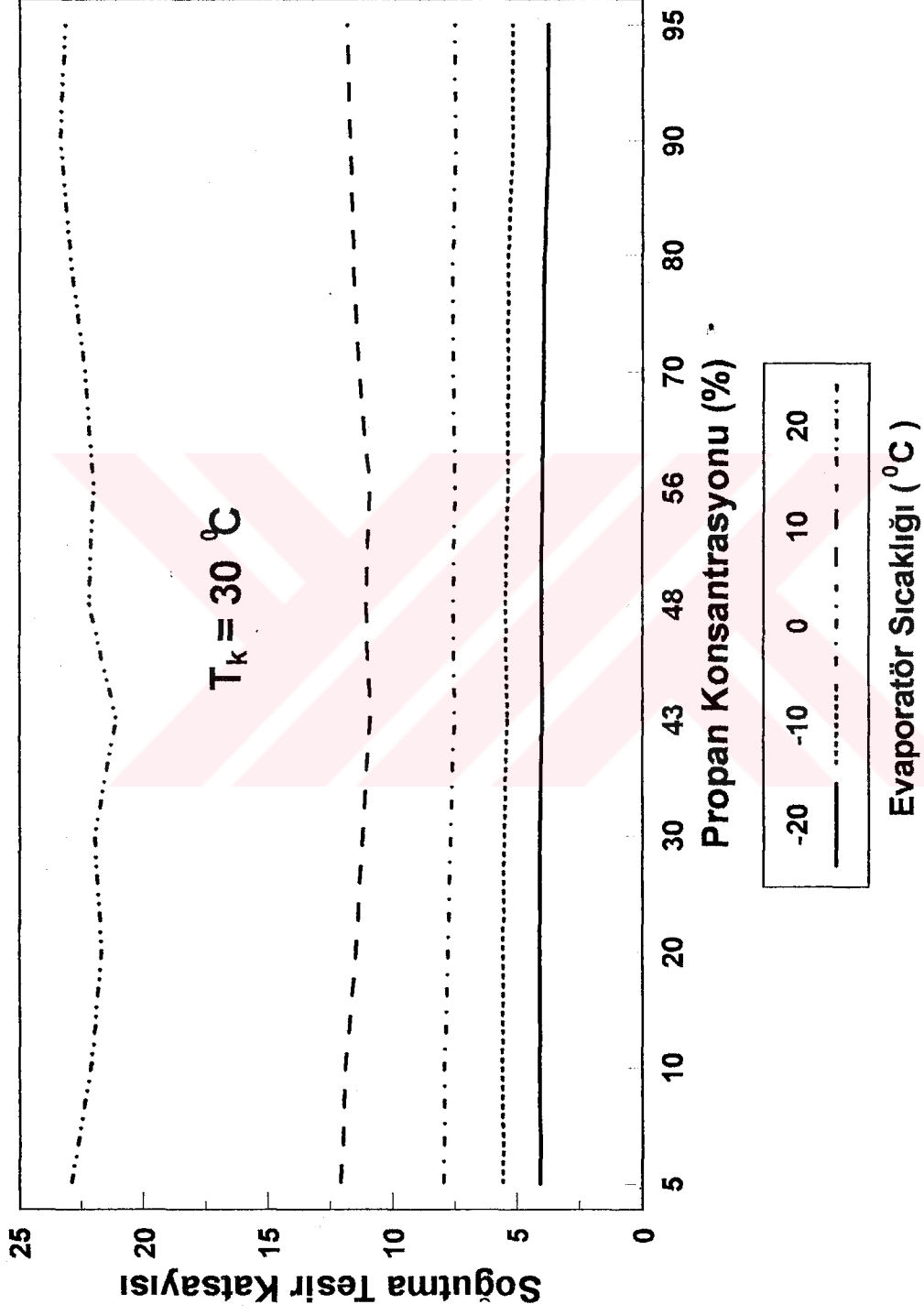
| Propan Yüzdesi | Soğutma Tesir Katsayısı   |        |        |                           |        |        | Oransal Verim             |        |        |                           |     |     |   |    |    |
|----------------|---------------------------|--------|--------|---------------------------|--------|--------|---------------------------|--------|--------|---------------------------|-----|-----|---|----|----|
|                | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |        | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |        | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |        | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |     |     |   |    |    |
|                | -20                       | -10    | 0      | 10                        | 20     | -20    | -10                       | 0      | 10     | 20                        | -20 | -10 | 0 | 10 | 20 |
| 5              | 2.9568                    | 3.8773 | 5.1567 | 6.9947                    | 10.336 | 0.7008 | 0.7367                    | 0.7551 | 0.7411 | 0.7051                    |     |     |   |    |    |
| 10             | 2.9863                    | 3.8967 | 5.1586 | 6.9587                    | 10.224 | 0.7078 | 0.7404                    | 0.7554 | 0.7372 | 0.6975                    |     |     |   |    |    |
| 20             | 3.0095                    | 3.9077 | 5.1346 | 6.8616                    | 10.259 | 0.7133 | 0.7425                    | 0.7519 | 0.727  | 0.6999                    |     |     |   |    |    |
| 30             | 3.0161                    | 3.9106 | 5.1084 | 6.796                     | 10.404 | 0.7149 | 0.743                     | 0.7471 | 0.72   | 0.7098                    |     |     |   |    |    |
| 43             | 2.981                     | 3.8026 | 4.9735 | 6.6847                    | 10.582 | 0.7065 | 0.7225                    | 0.7283 | 0.7083 | 0.722                     |     |     |   |    |    |
| 48             | 2.9726                    | 3.8283 | 4.9949 | 6.7098                    | 10.655 | 0.7045 | 0.7274                    | 0.7315 | 0.7109 | 0.7269                    |     |     |   |    |    |
| 56             | 2.9521                    | 3.8186 | 5.0046 | 6.6575                    | 10.379 | 0.6997 | 0.7256                    | 0.7329 | 0.7054 | 0.7081                    |     |     |   |    |    |
| 70             | 2.8975                    | 3.7801 | 5.004  | 6.7616                    | 10.288 | 0.6867 | 0.7182                    | 0.7328 | 0.7164 | 0.7019                    |     |     |   |    |    |
| 80             | 2.841                     | 3.7225 | 4.9621 | 6.783                     | 10.309 | 0.6734 | 0.7073                    | 0.7266 | 0.7187 | 0.7033                    |     |     |   |    |    |
| 90             | 2.7744                    | 3.65   | 4.8936 | 6.748                     | 10.15  | 0.6576 | 0.6935                    | 0.7166 | 0.715  | 0.6925                    |     |     |   |    |    |
| 95             | 2.7379                    | 3.6123 | 4.861  | 6.7376                    | 10.027 | 0.6489 | 0.6864                    | 0.7118 | 0.7139 | 0.6841                    |     |     |   |    |    |

Tablo 4.4. 50 °C'lik kondenser sıcaklığı için propan yüzdesi ve evaporatör sıcaklığının değişmesiyle Soğutma Tesir Katsayısı ve Oransal Verim değerlerinin değişimi

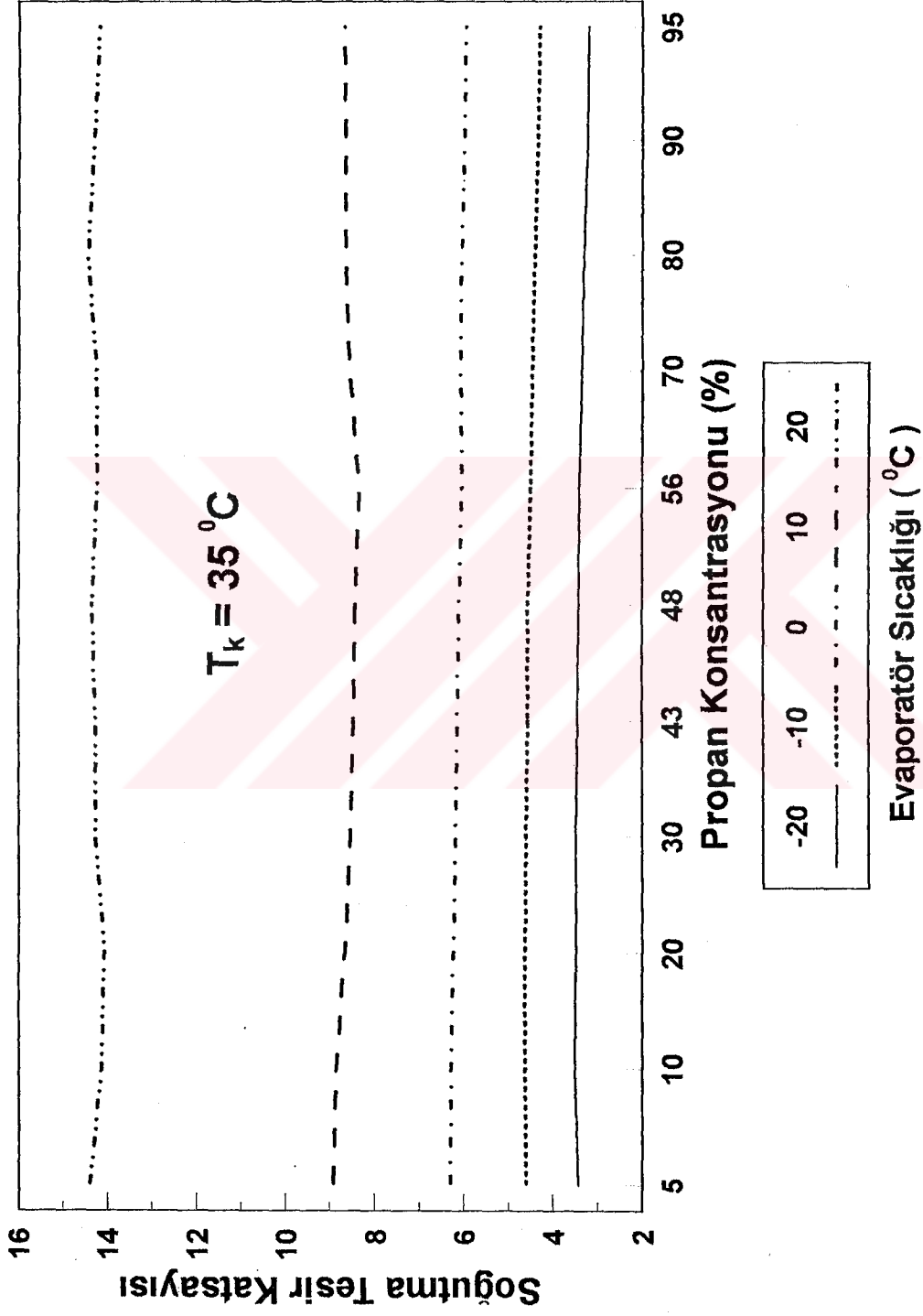
| Propan Yüzdesi | Soğutma Tesir Katsayısı   |        |        |        |        | Oransal Verim             |        |        |        |        |
|----------------|---------------------------|--------|--------|--------|--------|---------------------------|--------|--------|--------|--------|
|                | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |        |        |        | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |        |        |        |
|                | -20                       | -10    | 0      | 10     | 20     | -20                       | -10    | 0      | 10     | 20     |
| 5              | 2.1878                    | 2.7847 | 3.589  | 4.6935 | 6.6609 | 0.605                     | 0.6349 | 0.657  | 0.663  | 0.6817 |
| 10             | 2.2224                    | 2.8276 | 3.6252 | 4.6971 | 6.4537 | 0.6145                    | 0.6445 | 0.6636 | 0.6635 | 0.6605 |
| 20             | 2.2628                    | 2.8745 | 3.6589 | 4.6587 | 6.4062 | 0.6257                    | 0.6554 | 0.6698 | 0.6581 | 0.6556 |
| 30             | 2.2712                    | 2.8766 | 3.653  | 4.6631 | 6.5395 | 0.628                     | 0.6559 | 0.6687 | 0.6587 | 0.6692 |
| 43             | 2.2664                    | 2.8857 | 3.6818 | 4.6867 | 6.5845 | 0.6267                    | 0.658  | 0.6739 | 0.6621 | 0.6738 |
| 48             | 2.2446                    | 2.8721 | 3.6425 | 4.6444 | 6.5758 | 0.6207                    | 0.6549 | 0.6668 | 0.6561 | 0.6729 |
| 56             | 2.2356                    | 2.8347 | 3.6066 | 4.5994 | 6.5254 | 0.6182                    | 0.6463 | 0.6602 | 0.6497 | 0.6678 |
| 70             | 2.1734                    | 2.7716 | 3.5492 | 4.5723 | 6.3383 | 0.601                     | 0.6319 | 0.6497 | 0.6459 | 0.6486 |
| 80             | 2.1207                    | 2.7143 | 3.4928 | 4.5324 | 6.2496 | 0.5864                    | 0.6189 | 0.6394 | 0.6403 | 0.6396 |
| 90             | 2.0589                    | 2.6461 | 3.4221 | 4.4727 | 6.1059 | 0.5693                    | 0.6033 | 0.6264 | 0.6318 | 0.6249 |
| 95             | 2.0233                    | 2.608  | 3.3849 | 4.4389 | 6.0153 | 0.5595                    | 0.5946 | 0.6196 | 0.6271 | 0.6156 |

Tablo 4.5. 60 °C'lik kondenser sıcaklığı için propan yüzdesi ve evaporatör sıcaklığının değişmesiyle Soğutma Tesir Katsayısı ve Oransal Verim değerlerinin değişimi

| Propan Yüzdesi | Soğutma Tesir Katsayısı   |        |        |                           |        |        | Oransal Verim             |        |        |                           |        |  |
|----------------|---------------------------|--------|--------|---------------------------|--------|--------|---------------------------|--------|--------|---------------------------|--------|--|
|                | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |        | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |        | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |        | Evaporatör Sıcaklığı (°C) |        |  |
|                | -20                       | -10    | 0      | 10                        | 20     | 20     | -20                       | -10    | 0      | 10                        | 20     |  |
| 5              | 1.6562                    | 2.0985 | 2.6503 | 3.3421                    | 4.3541 | 4.3541 | 0.5234                    | 0.5582 | 0.5822 | 0.5902                    | 0.5941 |  |
| 10             | 1.6793                    | 2.12   | 2.6709 | 3.3587                    | 4.3378 | 4.3378 | 0.5397                    | 0.5639 | 0.5867 | 0.5931                    | 0.5919 |  |
| 20             | 1.7088                    | 2.1495 | 2.6958 | 3.3748                    | 4.4552 | 4.4552 | 0.5397                    | 0.5718 | 0.5922 | 0.5959                    | 0.6079 |  |
| 30             | 1.724                     | 2.1652 | 2.71   | 3.3854                    | 4.5411 | 4.5411 | 0.5448                    | 0.576  | 0.5953 | 0.5978                    | 0.6196 |  |
| 43             | 1.7175                    | 2.1641 | 2.7192 | 3.3924                    | 4.5669 | 4.5669 | 0.5428                    | 0.5757 | 0.5973 | 0.599                     | 0.6231 |  |
| 48             | 1.7055                    | 2.161  | 2.7026 | 3.3743                    | 4.5657 | 4.5657 | 0.539                     | 0.5748 | 0.5937 | 0.5959                    | 0.623  |  |
| 56             | 1.6945                    | 2.1312 | 2.673  | 3.3378                    | 4.5248 | 4.5248 | 0.5355                    | 0.5669 | 0.5871 | 0.5894                    | 0.6174 |  |
| 70             | 1.6283                    | 2.0595 | 2.5979 | 3.2708                    | 4.3415 | 4.3415 | 0.5146                    | 0.5478 | 0.5707 | 0.5776                    | 0.5924 |  |
| 80             | 1.5771                    | 2.0018 | 2.5354 | 3.21                      | 4.2352 | 4.2352 | 0.4984                    | 0.5325 | 0.5569 | 0.5668                    | 0.5779 |  |
| 90             | 1.5171                    | 1.9339 | 2.4609 | 3.132                     | 4.0979 | 4.0979 | 0.4794                    | 0.5144 | 0.5406 | 0.5531                    | 0.5592 |  |
| 95             | 1.4816                    | 1.894  | 2.4181 | 3.0881                    | 4.0096 | 4.0096 | 0.4682                    | 0.5038 | 0.5312 | 0.5453                    | 0.5471 |  |

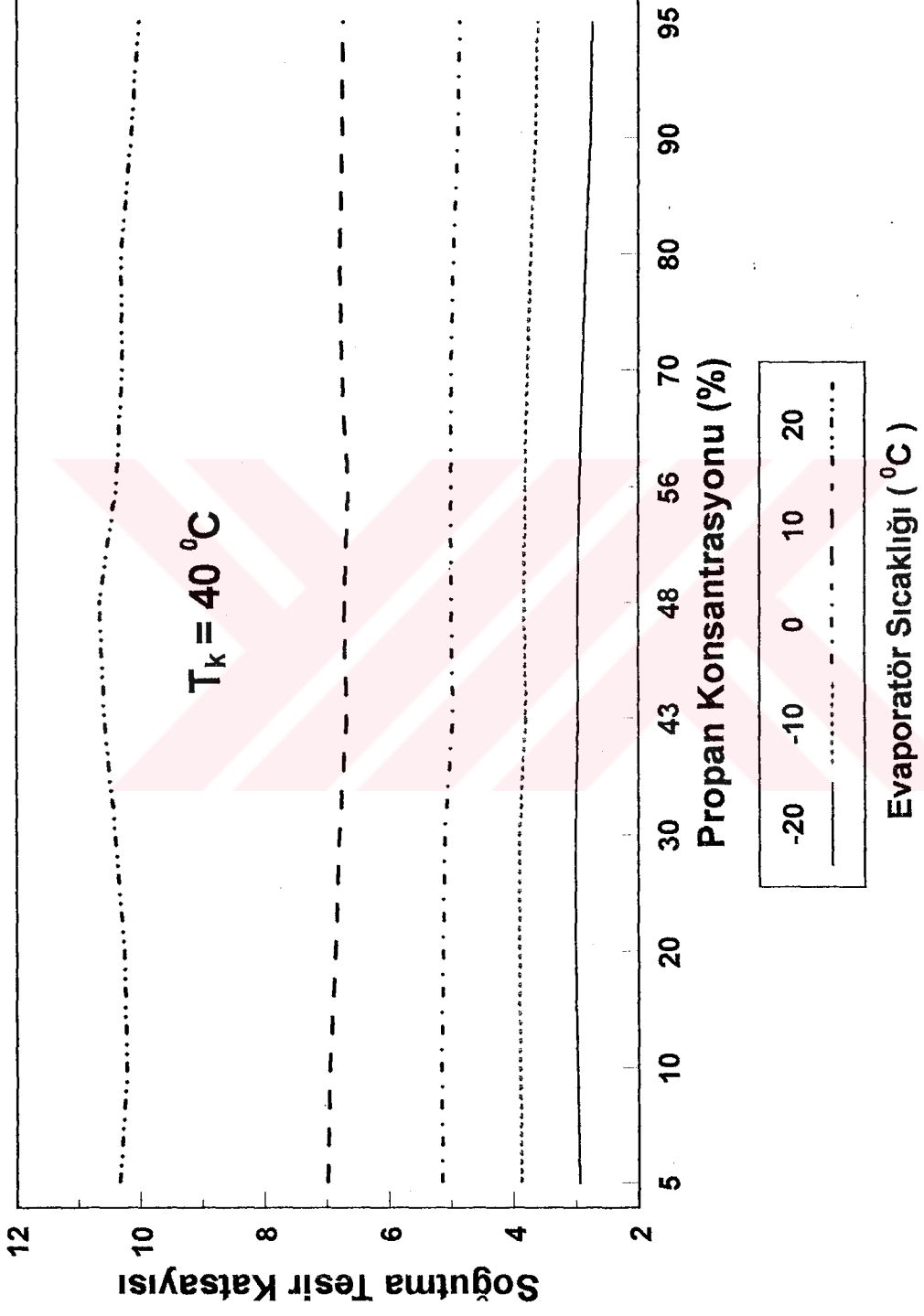


Şekil 4.1 30 °C kondenser sıcaklığı için propan konsantrasyonu ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının değişimi

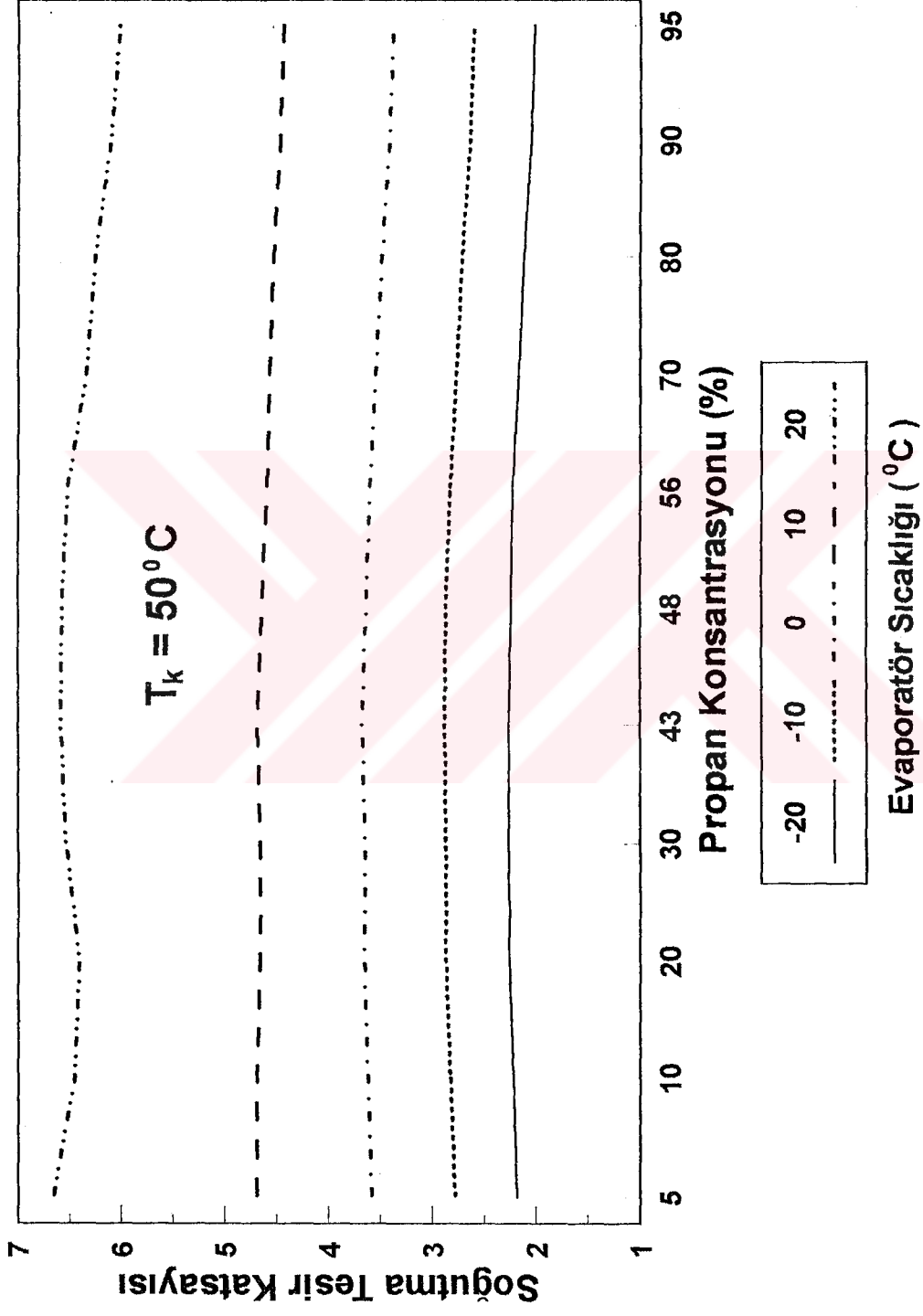


Şekil 4.2  $35^\circ\text{C}$  kondenser sıcaklığı için propan konsantrasyonu ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının değişimi

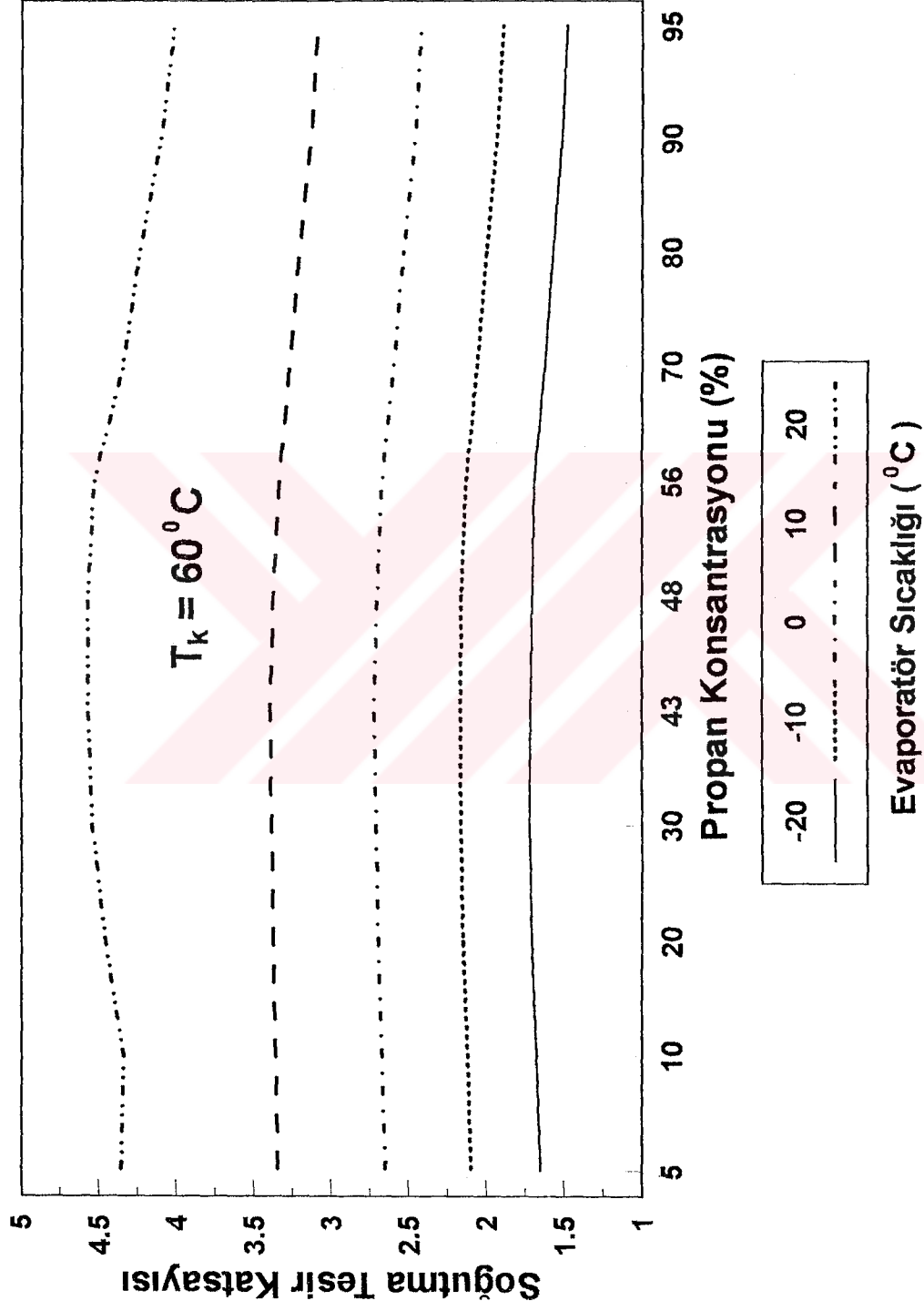




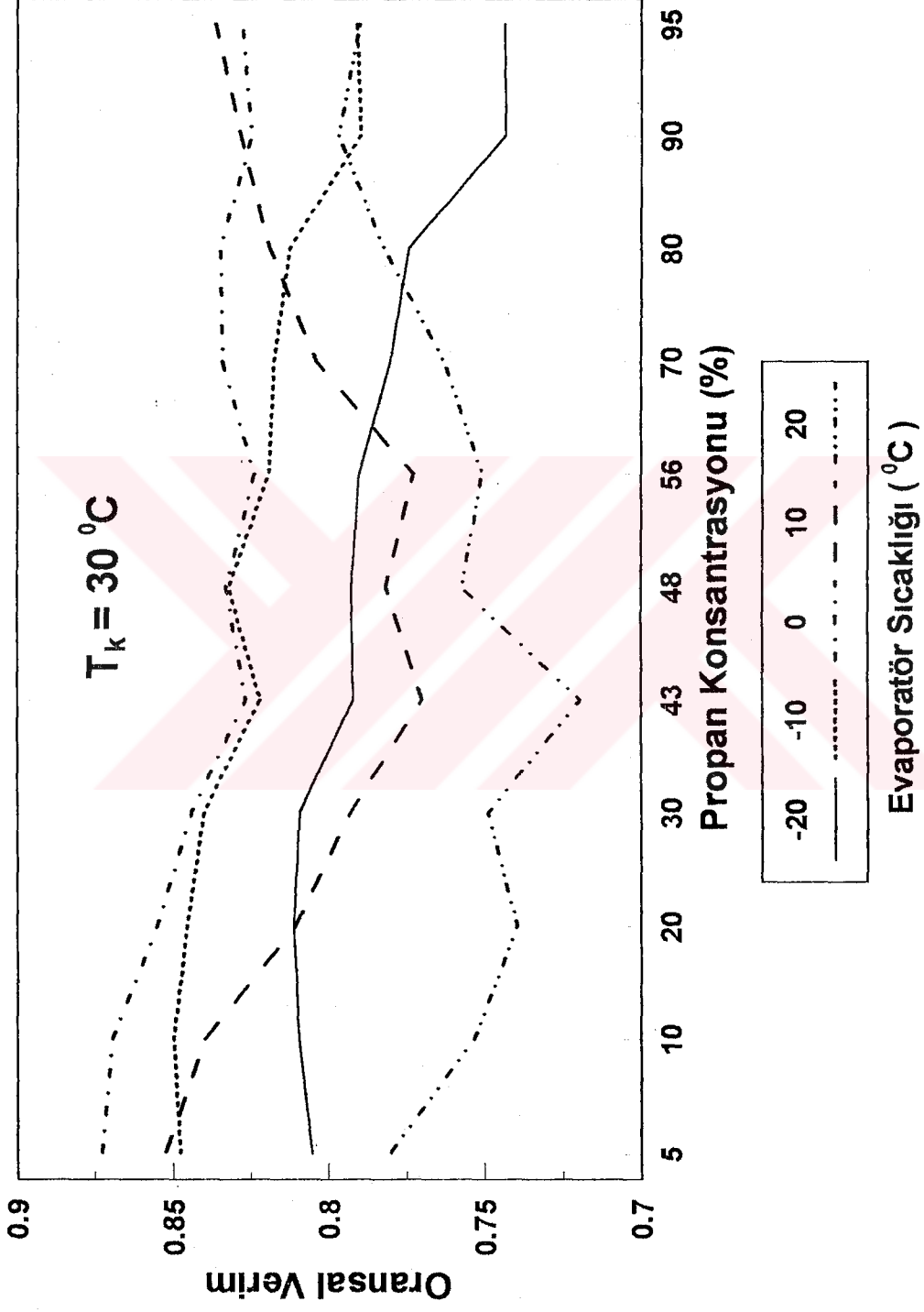
Şekil 4.3 40 °C kondenser sıcaklığı için propan konsantrasyonu ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının değişimi



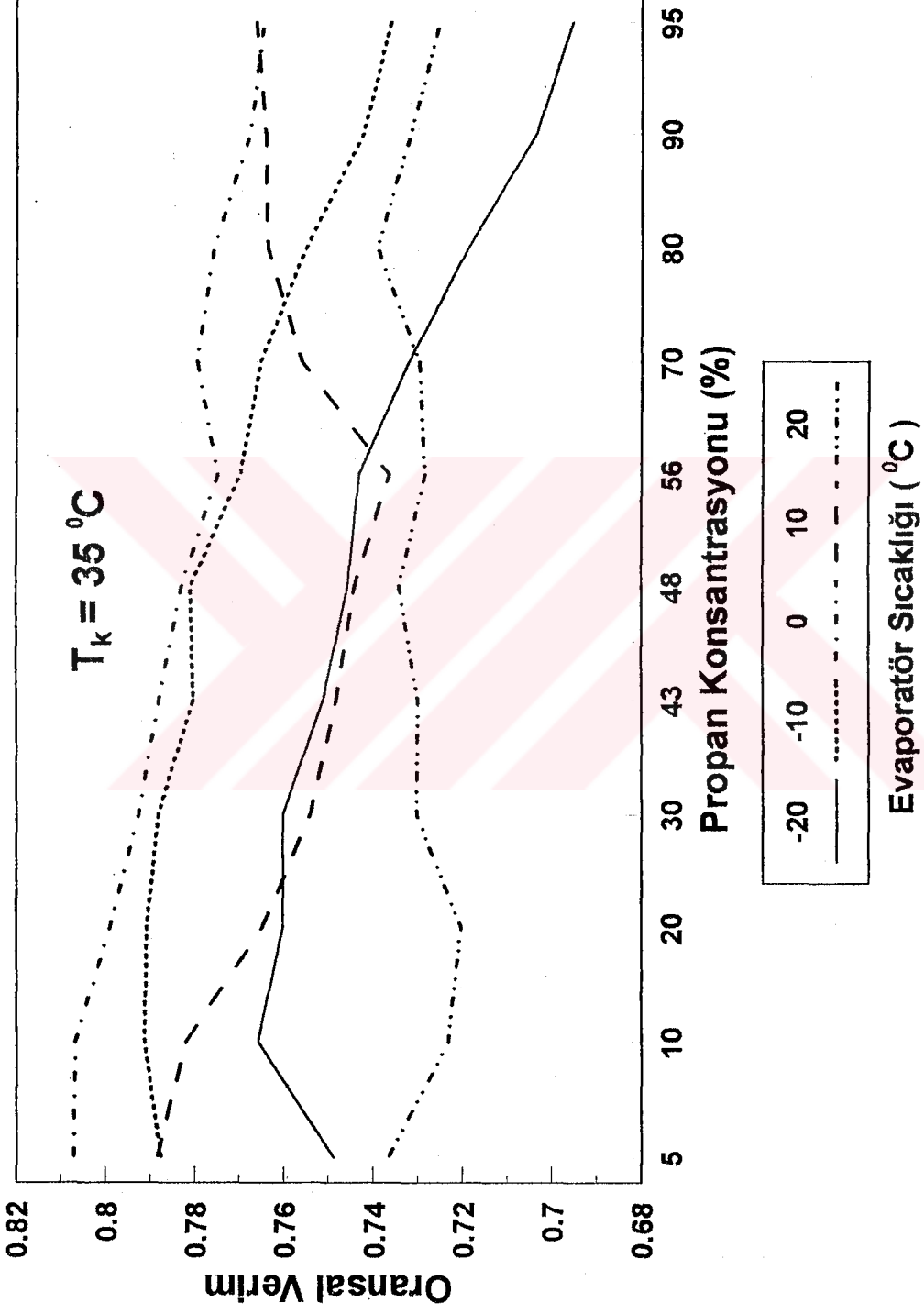
Şekil 4.4  $50^\circ\text{C}$  kondenser sıcaklığı için propan konsantrasyonu ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının değişimi



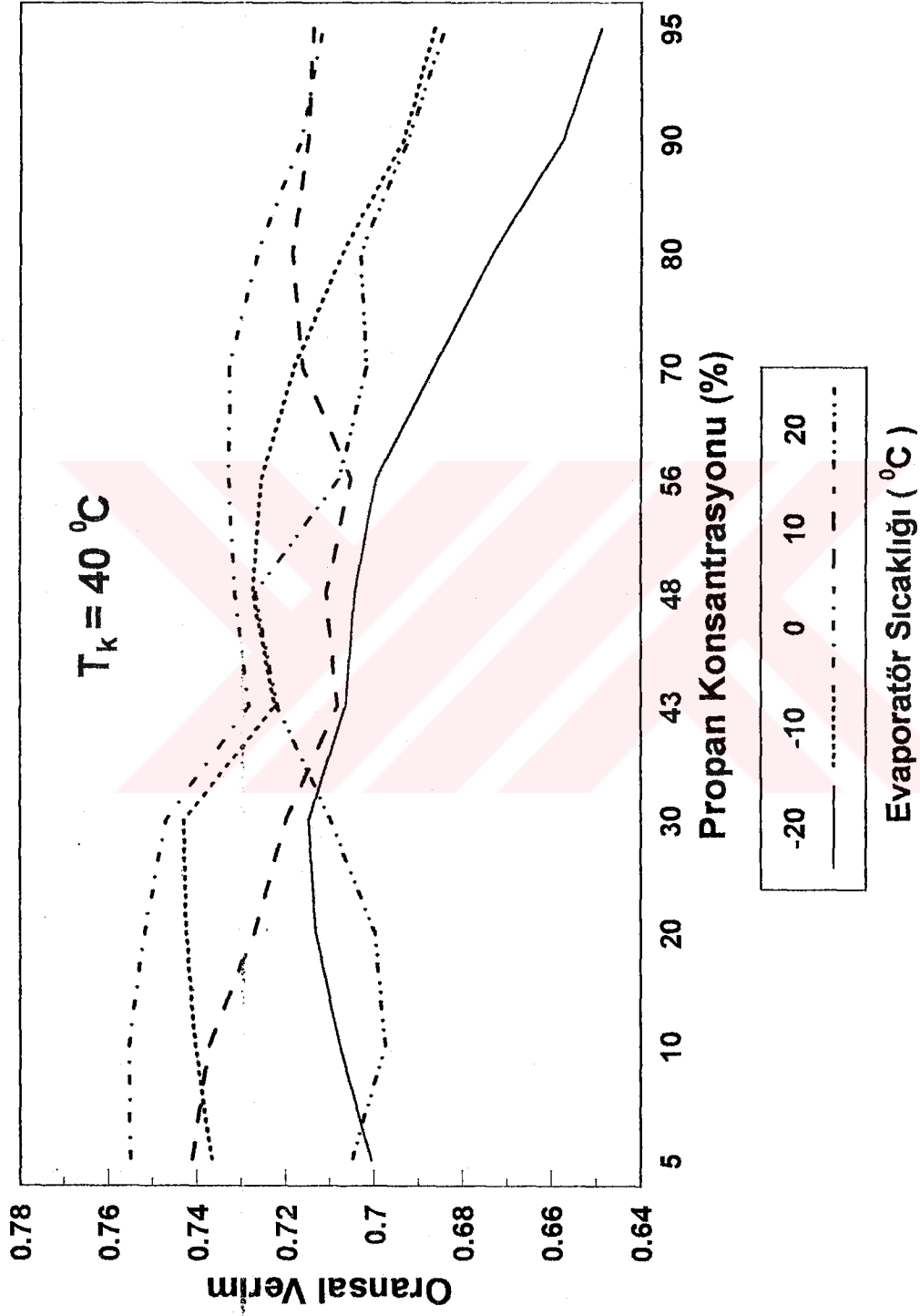
Şekil 4.5  $60^\circ\text{C}$  kondenser sıcaklığı için propan konsantrasyonu ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının değişimi



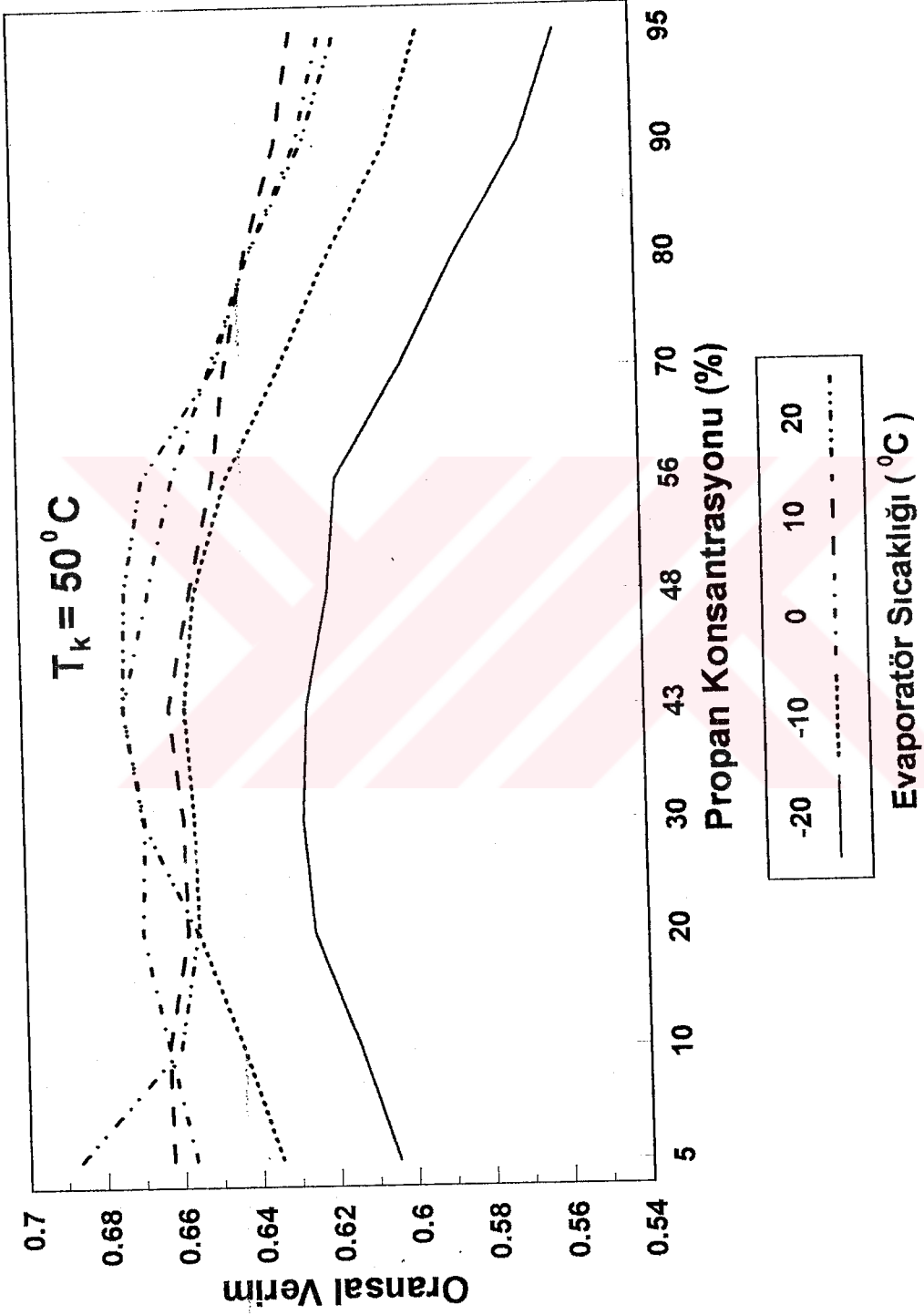
Şekil 4.6 30 °C kondenser sıcaklığı için propan konsantrasyonu ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak oransal verimin değişimi



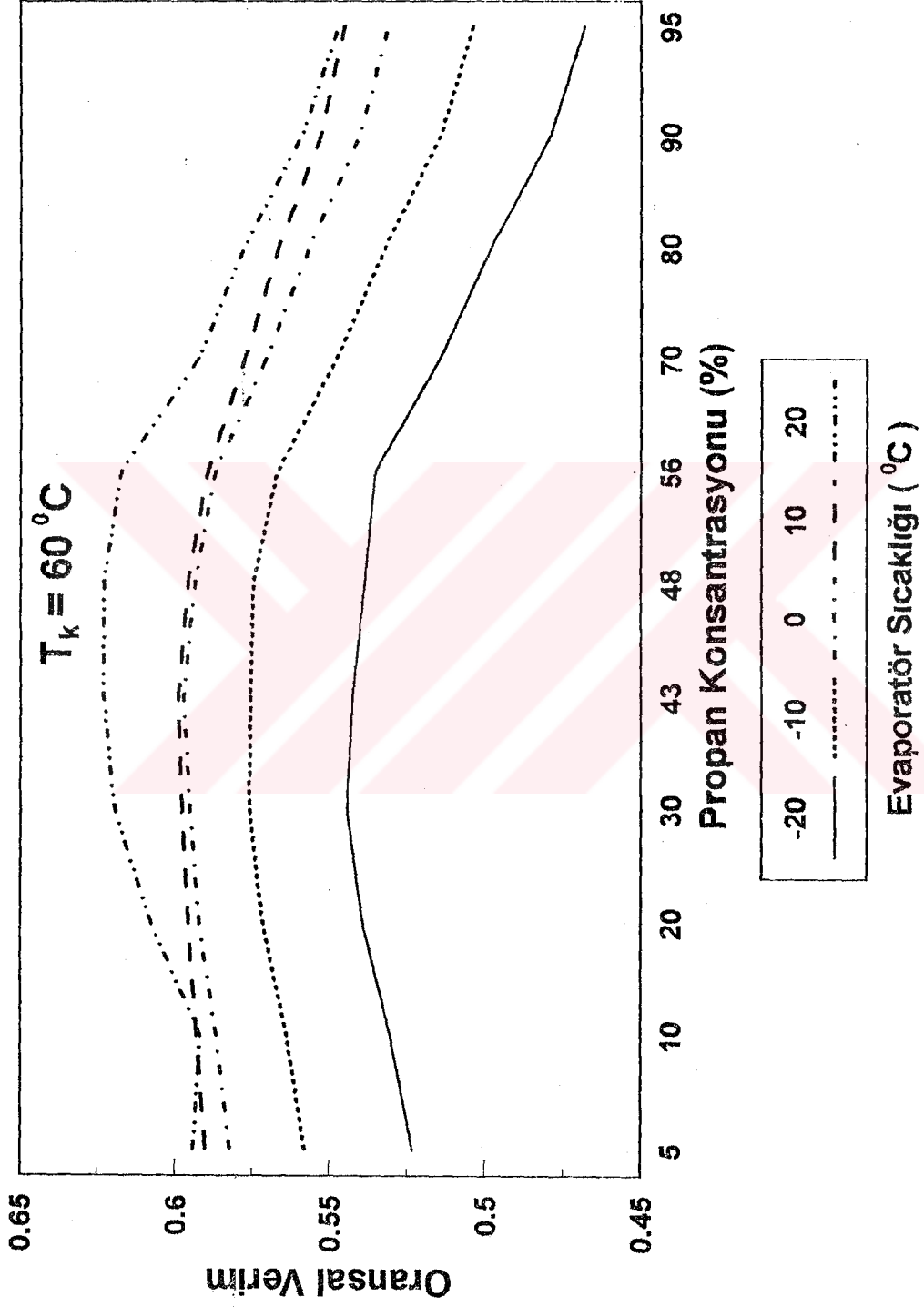
Şekil 4.7 35 °C kondenser sıcaklığı için propan konsantrasyonu ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak oransal verimin değişimi



Şekil 4.8  $40\text{ }^\circ\text{C}$  kondenser sıcaklığı için propan konsantrasyonu ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak oransal verimin değişimi

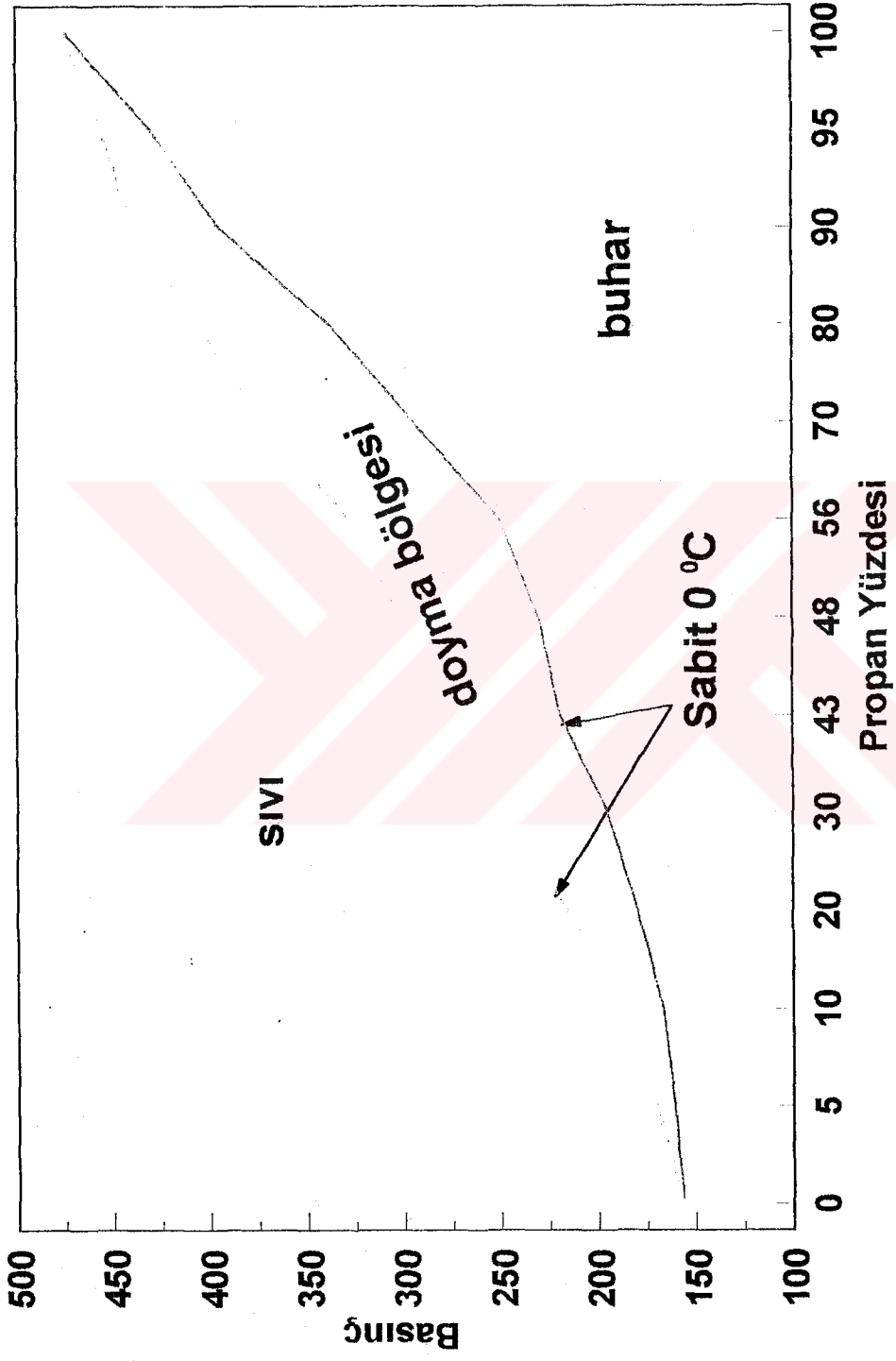


Şekil 4.9  $50^\circ\text{C}$  kondenser sıcaklığı için propan konsantrasyonu ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak oransal verimin değişimi



Şekil 4.10  $60\text{ }^\circ\text{C}$  kondenser sıcaklığı için propan konsantrasyonu ve evaporatör sıcaklığına bağlı olarak oransal verimin değişimi





Şekil 4.11. 0°C sıcaklık için basınç-karışım oranı diyagramı

## 5- GENEL DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak propan-izobütan karışımını kullanan bir soğutma makinası için 1. ve 2.kanuna göre termodinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Bağımsız değişken olarak evaporatör ve kondenser sıcaklıkları ve karışım oranı dikkate alınmıştır. Çevre sıcaklığı olarak 25 °C kabul edilmiştir.

Termodinamik değerlerin bulunması için Redlich-Kwong hâl denklemi kullanılmış ve bu denklemde gerekli olan karışıma ait basınç ve sıcaklık değerleri bir algoritma ile elde edilmiştir. Bulunan değerlerin tamamı tablo halinde verilmiş ve performans değerlerine ait değişimler grafik olarak gösterilmiştir. Bu değişimlere ait değerlendirme sonuçları aşağıda sıralanmıştır.

-Kondenser sıcaklığı sabit tutulduğunda evaporatör sıcaklığının artması ile STK artmakta ve bu artma düşük evaporatör sıcaklıklarında küçük oranda, büyük evaporatör sıcaklıklarında büyük oranda gerçekleşmektedir. Aynı şekilde kondenser sıcaklığı sabit tutulduğunda karışım oranına bağlı olarak bariz bir değişiklik olmamaktadır. Evaporatör sıcaklığı sabit tutulduğunda ise kondenser sıcaklığının artması ile STK azalmakta ve bu azalma kondenser sıcaklığı arttıkça düşük oranda gerçekleşmektedir. Karışım oranı burada da bariz etki etmemektedir.

- Sabit evaporatör sıcaklığında kondenser sıcaklığının artması ile oransal verim azalmaktadır. Bu durum karışım oranı ile fazla etkilenmemektedir. Sabit kondenser sıcaklığında ise evaporatör sıcaklığı ve karışım oranına göre farklılık görülmektedir.

Deneysel bir çalışma ile bu sonuçlar daha net hale gelebilir. Kullanılan sıcaklıklar pratik çalışmalarda uygulanırsa daha iyi değerlendirme yapılabilir.

## KAYNAKLAR

1. Gomez A.L., Mansoori G.A., Thermodynamic Equation of State Approach for the Choice of Working Fluids of Absorption Cooling Cycles, Solar Energy, Vol.31, 557, 1983.
2. Karakaş A., Eğrican N., Uygur S., Second Law Analysis of Solar Absorption-Cooling Cycles using Lithium Bromide-Water and Ammonia-Water as Working Fluids, Solar Energy, Vol.37, 169, 1990.
3. Amrane K., Radermcher R., Second Law Analysis of Vapor Compression Heat Pumps With Solution Circuit, Journal of Engineering for Gases and Power, Vol.116,453,1994.
4. Aphornratana S., Eames I.W., Thermodynamic Analysis of Absorption Refrigeration Cycles using the Second Law of Thermodynamic Method, International Journal of Refrigeration, Vol.18, 244, 1995.
5. Chaturvedi S.K., Mohieldin T.O., Chen D.T., Second-Law Analysis of Solar-Assisted Heat Pumps, Energy, Vol.16, 941, 1991.
6. Barolo M., Bertuccio A., Scalabrin G., A Method for the Prediction of Vapor-Liquid Equilibria of Refrigerant Mixtures at Low and Moderate Pressure, International Journal of Refrigeration, Vol.18, 550, 1995.
7. Richardson R.N., Butterworth J.S., The Performance of Propane-Isobutane Mixtures in a Vapour-Compression Refrigeration System, International Journal of Refrigeration, Vol.18, 58, 1995.
8. Büyüktür A.R., Termodinamik ( 1. ve 2.Cilt ), Uludağ Üniversitesi Basımevi 3.Baskı, 1992.
9. Öztürk A., Kılıç A., Termodinamik Problemleri, Seç Kitap Dağıtım 2.Baskı, 1987.
10. Moran M.J., Sciubba E., Exergy Analysis: Principles and Practice, Journal of Engineering for Gases and Power, Vol.116, 285, 1994.

11. Kotas T.J., The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, London Butterworths, 1985.
12. Öztürk A., İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi, Ekserji Ders Notları (Basılmamış).
13. Smith J.M., Ness H.C., Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics, McGraw-Hill Fourth Edition, 1987.
14. Reid R.C., Prausnitz J.M., Poling B.E., The Properties of Gases and Liquids, McGraw-Hill Fourth Edition, 1987.
15. Gürüz K., Kimya Mühendisliği Termodinamiği, Ankara Üniversitesi, 1986.
16. Stoecker W.F., Design of Thermal Systems, McGraw-Hill Second Edition, 1980.
17. Canjar L.N., Manning F.S., Thermodynamic Properties and Reduced Correlations for Gases, 1967.